

Tabellen

zur

schnellen Berechnung doppelt wirkender Dampfmaschinen,
ihrer Kessel und Heizungen auf Grundlage der neuen
Dampfmaschinen - Theorie.

Von Josef Hrabák,

k. k. Kunst- und Bauwesensadjunct in Pöbram.

(Schluss.)

δ) Bestimmung der Hauptdimensionen und des Dampfverbrauchs der Dampfmaschinen fast ohne alle Rechnung.

1. Hauptdimensionen.

In den nachfolgenden Tabellen A, B... E und A', B'... E' sind die Durchmesser der Dampfmaschinen von verschiedenen Pferdestärken N bei mannigfachen üblichen Füllungen $\frac{s_1}{s}$ und Admissionsspannungen p_1 in Centimetern angegeben. Die Wahl von $\frac{s_1}{s}$ geschieht nach Erklärung 1) unter α), die Wahl von p_1 nach Erklärung 2) unter α). In den Tabellen sind jedoch normale Kolbengeschwindigkeiten c vorausge-

setzt und man findet die diesen Kolbengeschwindigkeiten entsprechenden Werthe von $ns = 30 c$ in jeder Tabelle angegeben.

Es ist übrigens selten ein Grund vorhanden, von diesen normalen Geschwindigkeiten abzuweichen. Ferner ist angenommen, dass die Kolbenstange beiderseits durch den Kolbendeckel geht; sollte sie nur einerseits durchgehen, was übrigens nur bei stehenden Maschinen gerechtfertigt ist, so geben die Tabellen etwas reiche Werthe des Kolbendurchmessers an.

Aus dem jeweiligen Werthe des Productes ns bestimmt man den Kolbenhub s und die Umgangszahl n , wobei man, wenn nicht etwa n streng vorgeschrieben ist, zu sehen hat, dass bei grösseren Maschinen s nahe $= 2 D$ und bei kleineren Maschinen s nahe $= 2,5$ bis $3 D$ ausfällt.

Für Werthe von N und p_1 , welche in den Tabellen nicht vertreten sind, kann man die Werthe von D einfach interpoliren.

Beispiel. Es ist der Kolbendurchmesser und Hub einer Condensations - Dampfmaschine von $N = 20$ Pferdestärken

A.

Durchmesser der Dampfmaschinen ohne Condens. $p_1 = 3$.

N	Füllungsgrad s_1/s						$ns = 30 c$
	0,912	0,7	0,5	0,33	0,25	0,2	
Durchmesser in Centimeter							Met.
1	9,26	9,69	10,8	13,1	15,8	19,1	30
2	13,0	13,6	15,1	18,4	22,1	26,7	30
3	15,5	16,2	18,1	21,9	26,4	31,9	31
4	17,8	18,6	20,7	25,2	30,3	36,6	31
5	19,4	20,3	22,7	27,5	33,1	40,0	32
6	21,1	22,1	24,7	29,9	36,1	43,5	32
7	22,3	23,4	26,1	31,6	38,1	46,0	33
8	23,8	24,9	27,7	33,6	40,5	48,9	33
9	24,7	25,9	28,8	34,9	42,1	50,8	34
10	25,5	26,7	29,8	36,1	43,5	52,5	35
12	27,3	28,6	31,9	38,6	46,4	56,2	36
14	28,9	30,2	33,7	40,8	49,2	59,4	37
16	30,2	31,6	35,3	42,7	51,5	62,2	38
18	31,5	32,9	36,5	44,5	53,6	64,7	39
20	32,5	34,0	37,9	46,0	55,4	66,9	40
25	35,4	37,1	41,3	50,1	60,4	72,9	41
30	37,9	39,7	44,3	53,6	64,6	78,0	42
35	40,1	42,0	46,8	56,7	68,4	82,5	43
40	42,0	44,0	49,1	59,5	71,7	86,6	44
45	43,8	45,9	51,1	62,0	74,7	90,2	45
50	45,4	47,6	53,0	64,3	77,4	93,5	46
55	46,9	49,1	54,7	66,2	79,9	96,5	47
60	48,2	50,9	56,3	68,3	82,2	99,3	48
70	51,2	53,6	59,7	72,4	87,2	105	49
80	53,8	56,4	62,8	76,2	91,8	111	50
90	56,4	59,1	65,8	79,8	96,2	116	51
100	58,8	61,6	68,6	83,2	100	121	52
120	63,6	66,6	74,2	90,0	108	131	53
140	67,9	71,1	79,2	96,0	116	140	54
160	71,7	75,1	83,6	101	122	148	55
180	75,1	78,6	87,7	106	128	155	56
200	78,4	82,1	91,5	111	134	161	57

B.

Durchmesser der Dampfmaschinen ohne Condens. $p_1 = 3,5$.

N	Füllungsgrad s_1/s						$ns = 30 c$
	0,912	0,7	0,5	0,33	0,25	0,2	
Durchmesser in Centimeter							Met.
1	8,32	8,56	9,42	11,1	13,0	15,0	30
2	11,5	12,0	13,2	15,6	18,2	21,0	30
3	13,7	14,3	15,8	18,6	21,7	25,0	31
4	15,7	16,4	18,1	21,4	25,2	28,7	31
5	17,2	18,0	19,8	23,4	27,2	31,4	32
6	18,8	19,5	21,5	25,4	29,6	34,1	32
7	19,8	20,6	22,7	26,9	31,3	36,1	33
8	21,0	22,0	24,2	28,6	33,3	38,4	33
9	21,9	22,8	25,1	29,7	34,6	39,9	34
10	22,6	23,6	26,0	30,7	35,8	41,2	35
12	24,2	25,2	27,8	32,9	38,3	44,1	36
14	25,6	26,7	29,4	34,7	40,4	46,6	37
16	26,8	27,9	30,8	36,4	42,3	48,8	38
18	27,8	29,0	32,0	37,8	44,1	50,8	39
20	28,8	30,0	33,1	39,2	45,5	52,6	40
25	31,4	32,7	36,1	42,6	49,6	57,2	41
30	33,6	35,0	38,6	45,6	53,1	61,2	42
35	35,5	37,0	40,8	48,2	56,2	64,8	43
40	37,3	38,8	42,8	50,6	58,9	67,9	44
45	38,8	40,5	44,6	52,7	61,4	70,8	45
50	40,3	41,9	46,2	54,6	63,6	73,3	46
55	41,5	43,3	47,7	56,4	65,7	75,7	47
60	42,7	44,6	49,1	58,0	67,6	77,9	48
70	45,4	47,3	52,1	61,6	71,7	82,7	49
80	47,7	49,7	54,8	64,8	75,4	86,9	50
90	50,0	52,1	57,4	67,9	79,1	91,1	51
100	52,1	54,3	59,9	70,7	82,4	95,0	52
120	56,3	58,8	64,7	76,5	89,1	103	53
140	60,1	62,7	69,1	81,6	95,1	110	54
160	63,5	66,2	73,0	86,3	100	116	55
180	66,6	69,4	76,5	90,4	105	121	56
200	69,4	72,4	79,8	94,3	110	127	57

C.

Durchmesser der Dampfmaschinen ohne Condens. $p_1 = 4$.

N	Füllungsgrad s_1/s						$ns = 30 c$
	0,912	0,7	0,5	0,33	0,25	0,2	
	Durchmesser in Centimeter						Met.
1	7,44	7,73	8,47	9,86	11,3	12,7	30
2	10,4	10,8	11,9	13,8	15,8	17,8	30
3	12,4	13,0	14,2	16,5	18,9	21,3	31
4	14,3	14,9	16,3	18,6	21,7	24,4	31
5	15,6	16,2	17,8	20,7	23,7	26,7	32
6	17,0	17,7	19,4	22,5	25,7	29,0	32
7	18,0	18,7	20,5	23,8	27,2	30,7	33
8	19,1	19,8	21,5	25,3	28,9	32,6	33
9	19,8	20,6	22,6	26,3	29,6	33,7	34
10	20,5	21,3	23,4	27,2	31,1	35,0	35
12	21,9	22,8	25,0	28,9	33,3	37,5	36
14	23,2	24,1	26,5	30,7	35,1	39,6	37
16	24,5	25,3	27,7	32,2	36,8	41,5	38
18	25,2	26,3	28,8	33,5	38,2	43,1	39
20	26,1	27,2	29,8	34,6	39,6	44,6	40
25	28,5	29,6	32,5	37,7	43,1	48,6	41
30	30,4	31,7	34,8	40,4	46,2	52,1	42
35	32,2	33,5	36,8	42,7	48,8	55,0	43
40	33,7	35,1	38,6	44,8	51,2	57,7	44
45	35,2	36,6	40,1	46,6	53,3	60,1	45
50	36,5	38,0	41,6	48,4	55,3	62,3	46
55	37,6	39,2	43,0	49,9	57,1	64,4	47
60	38,2	40,3	44,2	51,4	58,7	66,2	48
70	41,1	42,8	46,9	54,5	62,3	70,3	49
80	43,3	45,0	49,4	57,3	65,5	73,9	50
90	45,3	47,2	51,8	60,0	68,7	77,5	51
100	47,2	49,1	53,9	62,8	71,6	80,7	52
120	51,1	53,2	58,3	68,8	77,4	87,3	53
140	54,5	56,7	62,2	72,3	82,6	93,2	54
160	57,6	59,9	65,5	76,3	87,3	98,4	55
180	60,4	62,8	68,9	80,0	91,5	103	56
200	63,0	65,5	71,9	83,5	95,4	108	57

D.

Durchmesser der Dampfmaschinen ohne Condens. $p_1 = 5$.

N	Füllungsgrad s_1/s						$ns = 30 c$
	0,912	0,7	0,5	0,33	0,25	0,2	
	Durchmesser in Centimeter						Met.
1	6,38	6,53	7,19	8,22	9,24	10,2	30
2	8,96	9,28	10,1	11,5	12,9	14,3	30
3	10,7	11,1	12,0	13,8	15,5	17,0	31
4	12,3	12,7	13,8	15,8	17,7	19,6	31
5	13,4	13,9	15,1	17,3	19,4	21,4	32
6	14,6	15,1	16,4	18,8	21,1	23,3	32
7	15,4	16,0	17,4	19,9	22,0	24,6	33
8	16,4	17,1	18,5	21,1	23,7	26,1	33
9	17,1	17,7	19,2	22,0	24,6	27,2	34
10	17,6	18,3	19,8	22,7	25,5	28,1	35
12	18,9	19,6	21,2	24,3	27,2	30,1	36
14	19,9	20,7	22,4	25,7	28,8	31,8	37
16	20,8	21,6	23,5	26,9	30,1	33,3	38
18	21,7	22,5	24,4	27,9	31,3	34,6	39
20	22,4	23,3	25,3	28,9	32,4	35,8	40
25	24,5	25,3	27,5	31,5	35,8	39,0	41
30	26,1	27,1	29,5	33,7	37,8	41,6	42
35	27,7	28,7	31,2	35,7	40,0	44,1	43
40	29,0	30,1	32,7	37,4	41,9	46,8	44
45	30,2	31,3	34,0	39,0	43,7	48,2	45
50	31,3	32,5	35,3	40,3	45,3	50,0	46
55	32,3	33,5	36,5	41,7	46,7	51,6	47
60	33,3	34,5	37,5	42,9	48,1	53,1	48
70	35,3	36,6	39,8	45,5	51,0	56,3	49
80	37,2	38,5	41,8	47,9	53,7	59,3	50
90	39,0	40,4	43,9	50,2	56,3	62,1	51
100	40,6	42,1	45,7	52,3	58,6	64,7	52
120	43,9	45,5	49,4	56,6	63,4	70,0	53
140	46,8	48,6	52,7	60,3	67,7	74,7	54
160	49,5	51,3	55,7	63,7	71,5	78,9	55
180	51,9	53,8	58,4	66,8	75,0	82,7	56
200	54,1	56,1	60,9	69,7	78,2	86,3	57

zu ermitteln. Der Dampfkessel soll auf 3 Atmosphären effective Dampftension (Ueberdruck) geprüft werden.

Nach Erklärung 2) hat man

$$p_1 = \frac{3}{4} (p + 1) = \frac{3}{4} 4 = 3 \text{ Atmosph.}$$

Nehmen wir $p_1 = 2,75$ Atmosph.

Mit Rücksicht auf Erklärung 1) entnehmen wir der Tab. I. den günstigsten Füllungsgrad $\frac{s_1}{s} = 0,33$, also 3fache Expansion.

$p_1 = 2,75$ ist in den Tafeln nicht vertreten, es ist jedoch aus Taf. B' für $p_1 = 2,5$, $\frac{s_1}{s} = 0,33$ und $N = 20$.

Der Kolbendurchmesser $D = 37,4^{\text{cm}}$ und auf Taf. C' für $p_1 = 3$, $\frac{s_1}{s} = 0,33$ und $N = 20$ der Durchmesser $D = 33,4^{\text{cm}}$ angegeben; man kann das Mittel $D = 35,4^{\text{cm}}$ behalten oder auf $D = 35^{\text{cm}} = 0,35$ Met. abrunden.

Mittelst des Productes $ns = 40$ Met. erhält man, wenn

man $s = 0,80$ Met. annimmt, die Umgangszeit $n = \frac{40}{0,80} = 50$ in der Minute.

Sollte man bei vorgeschriebenen n auf ein Missverhältniss zwischen s und D kommen, so muss man von der in der Tabelle vorausgesetzten normalen Kolbengeschwindigkeit abgehen, und einen andern Werth des Productes $ns = 30 c$, als jenen der Tabelle annehmen; es ist dann am besten, die Maschine mittelst der Tabellen I, II, III etc. nach Anleitung β) zu berechnen. Uebrigens kann gleichwohl auch diessfalls die Bestimmung des Kolbendurchmessers mittelst der bequemen Tabellen A, B... vorgenommen werden; man braucht nur fest zu halten, dass der Nutzeffect einer Maschine unter sonst ganz gleichen Verhältnissen ihrer Umgangszeit proportional ist. Hat demnach für irgend einen Fall das Product ns den abnormen Werth m' , während in der Tabelle bei der betreffenden gegebenen Stärke N der normale Werth m erscheint, so berechne man die ideale Pferdestärke (d. i. diejenige Pferdestärke, welche die betreffende Maschine entwickeln würde, wenn sie die normale Geschwindigkeit besässe):

$$N' = N \frac{m}{m'}$$

und nehme den dieser Pferdestärke entsprechenden Kolbendurchmesser aus der Tabelle.

Beispiel.

Eine Wasserheb-Dampfmaschine von $N = 60$ Pferdestärken, mit 3facher Expansion ($\frac{s_1}{s} = 0,33$) ohne Condensation und mit der Admissionsspannung $p_1 = 4$ Atmosphären soll, um eine zu grosse Uebersetzung zu vermeiden, die abnorm kleine mittlere Kolbengeschwindigkeit $c = 1,2$ met. haben, welcher das Product

$$ns = 30 c = 36 \text{ Met. } (= m')$$

entspricht, während in den Tabellen für diese Pferdestärke der Werth $ns = 48$ ($= m$) angegeben ist. Man hat die ideale Pferdestärke

$$N = N' \frac{m}{m'} = 60 \frac{48}{36} = 80 \text{ Pfd.}$$

Dieser entspricht auf Tafel C ($p_1 = 4$) in der Verticalcolumnne $\frac{s_1}{s} = 0,33$ der Kolbendurchmesser $D = 57,3$ Cm. =

0,573 Meter. Man kann von der Maschine die abgerundete Umgangszahl $n = 30$ pr. 1 Minute verlangen und erhält dann als Kolbenhub

$$s = \frac{ns}{n} = \frac{36}{30} = 1,2 \text{ Met.}$$

welcher von 2 D nicht viel abweicht und beibehalten werden kann.

2. Dampfverbrauch.

Der Dampfverbrauch oder die Speisewassermenge S setzt sich aus dem nutzbaren Dampfverbrauche S_1 und dem Dampfverluste S_2 zusammen. Diese Grössen sind auf die Secunde in Kilo in den Tafeln a, b....e und a', b'....e' für die verschiedenartigsten Verhältnisse angegeben.

Es ist jedoch hiebei zu bemerken, dass es bei Bestimmung des nutzbaren Dampfverbrauches S_1 gleichgiltig ist, ob die betreffende Maschine zur Erzielung einer bestimmten Leistung mit der normalen oder aber mit einer abnormen Geschwindigkeit arbeitet: jedesmal findet man diese Grösse S_1 in der Horizontalzeile derjenigen Pferdestärke N , welche die Maschine wirklich leistet.

E.

Durchmesser der Dampfmaschinen ohne Condens. $p_1 = 6$.

N	Füllungsgrad s_1/s						$ns = 30 c$
	0,912	0,7	0,5	0,33	0,25	0,2	
Durchmesser in Centimeter.							Met.
1	5,68	5,87	6,34	7,20	8,00	8,73	30
2	7,99	8,25	8,92	10,1	11,2	12,3	30
3	9,53	9,86	10,7	12,1	13,4	14,6	31
4	10,9	11,3	12,2	13,8	15,4	16,8	31
5	11,9	12,4	13,4	15,1	16,8	18,4	32
6	13,0	13,4	14,5	16,5	18,3	20,0	32
7	13,7	14,2	15,4	17,4	19,3	21,1	33
8	14,6	15,1	16,3	18,5	20,6	22,4	33
9	15,2	15,7	17,0	19,3	21,4	23,3	34
10	15,7	16,2	17,5	19,9	22,1	24,1	35
12	16,8	17,4	18,7	21,3	23,6	25,8	36
14	17,7	18,3	19,8	22,5	25,0	27,3	37
16	18,6	19,2	20,7	23,5	26,1	28,6	38
18	19,3	19,9	21,6	24,5	27,2	29,7	39
20	20,0	20,7	22,3	25,3	28,1	30,7	40
25	21,7	22,5	24,3	27,6	30,7	33,9	41
30	23,3	24,1	26,1	29,6	32,8	35,8	42
35	24,6	25,5	27,5	31,3	34,7	37,9	43
40	25,9	26,7	28,9	32,8	35,9	39,8	44
45	26,9	27,8	30,1	34,1	37,9	41,4	45
50	27,9	28,9	31,2	35,4	39,3	42,9	46
55	28,6	29,8	32,2	36,5	40,6	44,3	47
60	29,6	30,7	33,1	37,6	41,7	45,6	48
70	31,5	32,6	35,2	39,9	44,3	48,4	49
80	33,1	34,2	37,0	42,0	46,6	50,5	50
90	34,7	35,9	38,8	44,0	48,8	53,3	51
100	36,1	37,4	40,4	45,8	50,9	55,6	52
120	39,0	40,5	43,7	49,6	55,0	60,1	53
140	41,7	43,2	46,6	52,9	58,7	64,1	54
160	44,1	45,6	49,3	55,9	62,0	67,7	55
180	46,2	47,8	51,7	58,6	65,0	71,0	56
200	48,2	49,8	53,9	61,1	67,8	74,1	57

A'.

Durchmesser der Dampfmaschinen mit Condens. $p_1 = 2$.

N	Füllungsgrad s_1/s						$ns = 30 c$
	0,5	0,33	0,25	0,2	0,15	0,1	
Durchmesser in Centimeter							Met.
1	10,9	12,3	13,6	14,8	16,7	19,9	30
2	15,3	17,3	19,1	20,8	23,4	28,0	30
3	18,2	20,6	22,8	24,8	28,0	33,4	31
4	20,9	23,6	26,2	28,5	32,1	38,3	31
5	22,9	25,8	28,6	31,1	35,0	41,9	32
6	24,9	28,1	31,1	33,9	38,1	45,6	32
7	26,3	29,7	32,9	35,8	40,3	48,2	33
8	28,0	31,6	35,0	38,1	42,9	51,2	33
9	29,1	32,9	36,4	39,6	44,6	53,3	34
10	30,0	35,2	37,5	40,9	46,0	55,0	35
12	32,1	36,3	40,2	43,8	49,2	58,9	36
14	34,0	38,4	42,5	46,2	52,0	62,2	37
16	35,6	40,2	44,5	48,4	54,5	65,1	38
18	37,0	41,8	46,2	50,3	56,6	67,7	39
20	38,3	43,1	47,8	52,1	58,6	70,1	40
25	41,7	47,1	52,1	56,7	63,9	76,3	41
30	44,6	50,4	55,8	60,7	68,4	81,8	42
35	47,2	53,3	59,1	64,2	72,3	86,4	43
40	49,5	55,9	61,9	67,4	75,8	90,7	44
45	51,5	58,3	64,5	70,2	79,0	94,5	45
50	53,4	60,4	66,8	72,8	81,9	97,9	46
55	55,2	62,3	69,0	75,1	84,5	101	47
60	56,8	64,1	71,0	77,3	87,1	104	48
70	60,2	68,1	75,3	82,1	92,3	110	49
80	63,4	71,6	79,2	86,2	97,1	116	50
90	66,4	75,0	83,0	90,4	102	122	51
100	69,2	78,2	86,5	94,2	106	127	52
120	74,8	84,6	93,6	102	115	137	53
140	79,9	90,2	99,8	109	122	146	54
160	84,4	95,3	105	115	129	155	55
180	89,2	100	111	120	136	162	56
200	92,2	104	115	125	141	169	57

B'.Durchmesser der Dampfmaschinen mit Condens. $p_1 = 2,5$.

N	Füllungsgrad s_1/s						$ns = 30 c$
	0,5	0,33	0,25	0,2	0,15	0,1	
Durchmesser in Centimeter							Met.
1	9,46	10,6	11,7	12,6	14,0	16,4	30
2	13,3	14,9	16,4	17,7	19,7	23,0	30
3	15,9	17,8	19,6	21,1	23,5	27,5	31
4	18,2	20,4	22,5	24,3	27,0	31,5	31
5	19,9	22,3	24,5	26,5	29,5	34,4	32
6	21,7	24,3	26,7	28,8	32,1	35,7	32
7	22,9	25,7	28,2	30,5	33,9	39,6	33
8	24,3	27,3	30,0	32,4	36,0	42,1	33
9	25,4	28,4	31,2	33,8	37,5	46,7	34
10	26,1	29,3	32,3	34,8	38,7	45,2	35
12	28,0	31,4	34,5	37,3	41,4	48,4	36
14	29,6	33,1	36,4	39,4	45,8	51,1	37
16	30,9	34,5	37,6	41,2	45,8	53,6	38
18	32,2	36,1	39,7	42,9	47,7	55,7	39
20	33,3	37,4	41,0	44,4	49,3	57,6	40
25	36,3	40,7	44,7	48,3	53,7	62,7	41
30	38,8	43,6	47,9	51,7	57,5	67,2	42
35	41,1	46,1	50,6	54,7	60,8	71,0	43
40	43,1	48,3	53,1	57,5	63,8	74,5	44
45	44,9	50,3	55,3	59,8	66,5	77,6	45
50	46,5	52,2	57,3	62,0	68,9	80,4	46
55	48,0	53,9	59,2	64,0	71,1	83,0	47
60	49,0	55,5	60,9	65,8	73,2	85,4	48
70	52,4	58,8	64,6	69,8	77,7	90,6	49
80	55,2	61,9	68,0	73,5	81,8	95,3	50
90	57,8	64,9	71,3	77,0	85,6	99,9	51
100	60,3	67,6	74,2	80,2	89,2	104	52
120	65,2	73,1	80,3	86,8	96,5	113	53
140	69,5	78,0	85,7	92,6	103	120	54
160	73,5	82,4	90,5	97,8	109	127	55
180	77,0	86,4	94,9	103	114	133	56
200	80,3	90,1	99,0	107	119	139	57

C'.Durchmesser der Dampfmaschinen mit Condens. $p_1 = 3$.

N	Füllungsgrad s_1/s						$ns = 50 c$
	0,5	0,33	0,25	0,2	0,15	0,1	
Durchmesser in Centimeter							Met.
1	8,51	9,49	10,4	11,4	12,4	14,2	30
2	11,9	13,3	14,4	15,7	17,3	19,3	30
3	14,2	15,9	17,4	18,7	20,7	23,8	31
4	16,3	18,3	20,0	21,5	23,7	27,4	31
5	17,9	19,9	21,8	23,5	25,9	29,9	32
6	19,4	21,7	23,7	25,6	28,2	32,5	32
7	20,5	22,9	25,1	27,0	29,9	34,4	33
8	21,8	24,4	26,7	28,7	31,7	36,5	33
9	22,7	25,4	27,7	29,9	33,0	37,8	34
10	23,5	26,2	28,7	30,9	34,1	39,2	35
12	25,1	28,1	30,7	33,0	36,5	42,0	36
14	26,5	29,6	32,4	34,9	38,5	44,4	37
16	27,8	31,0	33,9	36,5	40,3	46,5	38
18	28,9	32,2	35,3	38,0	41,9	48,4	39
20	29,9	33,4	36,5	39,3	43,4	49,9	40
25	32,6	36,4	39,8	42,8	47,2	51,5	41
30	34,9	38,9	42,6	45,8	50,6	58,3	42
35	36,8	41,2	45,0	48,5	53,6	61,7	43
40	38,6	43,2	47,2	50,8	56,2	64,7	44
45	40,3	45,0	49,2	53,0	58,5	67,4	45
50	47,7	46,6	51,0	54,9	60,6	69,9	46
55	43,1	48,1	52,7	56,7	62,6	72,1	47
60	44,4	49,5	54,2	58,3	64,4	75,1	48
70	47,1	52,6	57,5	61,9	69,1	78,7	49
80	49,5	55,3	60,5	65,1	71,9	82,8	50
90	51,9	58,0	63,4	68,2	75,3	86,8	51
100	54,1	60,4	66,0	71,1	78,5	90,5	52
120	58,5	65,3	71,4	76,9	84,9	97,9	53
140	62,4	69,7	76,2	82,0	90,6	105	54
160	65,9	73,6	80,5	86,7	95,7	110	55
180	69,1	77,2	84,4	90,9	100	116	56
200	72,1	80,5	88,0	94,8	105	121	57

Die Grösse des Dampfverlustes erscheint hingegen nur dann in der Horizontalzeile der wirklichen Leistung N , wenn die Maschine die normale Kolbengeschwindigkeit besitzt, d. h. diejenige Geschwindigkeit, welcher die in den „Tafeln der Kolbendurchmesser“ enthaltenen Werthe von $ns = 30 c$ entsprechen.

Ist die Geschwindigkeit der Maschine aus irgend einem Grunde abnorm klein oder gross, so erscheint der Dampfverlust in der horizontalen Zeile der idealen Pferdestärke $N' = N \frac{m}{m'}$, wobei, wie im Vorhergehenden $\frac{m}{m'}$ das Verhältniss der normalen zu der abnormen Geschwindigkeit angibt. Z. B.:

Für eine Dampfmaschine ohne Condensation, welche bei der Admissionsspannung $p_1 = 5$ und bei dem Füllungsgrade $\frac{s_1}{s} = 0,33$ eine Leistung von 100 Pferdestärken effectuiert, ist der nutzbare Dampfverbrauch nach Tafel d (horizontale Zeile $N = 100$, Verticalspalte $\frac{s_1}{s} = 0,33$): $S_1 = 0,336$ Kilo pr. 1 Secunde, gleichgiltig, wie schnell sie hierbei arbeitet. Der Dampfverlust hat hingegen die in derselben Horizontalzeile

angegebene Grösse

$$S_1 = 0,105 \text{ Kilo}$$

nur dann, wenn das Product $ns = 30 c$ den zu $N = 100$ gehörigen Werth der „Durchmessertafeln“ hat, d. h. wenn $ns = 52$ Met. beträgt. Diessfalls ist der Gesamtdampfverbrauch

$$S = S_1 + S_2 = 0,441 \text{ Kilo pr. 1 Sec.}$$

Für die im Vorhergehenden berechnete Condensations-Dampfmaschine von $N = 20$ Pferdestärken bei $p_1 = 2,75$ Atm. absoluter Admissionsspannung und bei 3facher Expansion betrüge, wenn $p_1 = 2,5$ Atm. wäre, der nutzbare Dampfverbrauch nach Tafel b'

$$S_1 = 0,0730 \text{ Kilo,}$$

und wenn $p_1 = 3$ Atm. wäre, so betrüge nach Tafel c'

$$S_1 = 0,0695 \text{ Kilo;}$$

für $p_1 = 2,75$ hat man als arithmetisches Mittel

$$S_1 = 0,0713 \text{ Kilo;}$$

der Dampfverlust ist hier, der wirklichen Leistung $N = 20$ entsprechend:

$$S_2 = 0,0579 \text{ Kilo,}$$

weil die Maschine die normale Geschwindigkeit besitzt.

Demnach beträgt der Gesamtdampfverbrauch

$$S = S_1 + S_2 = 0,1292 \text{ Kilo pr. 1 Sec.}$$

Ermitteln wir nun auch noch den Dampfverbrauch für die vorher berechnete Wasserhebdampfmaschine ohne Condensation, welche bei $\frac{s_1}{s} = 0,33$ und $p_1 = 4$ Atm. eine Leistung von $N = 60$ Pferdestärken effectuirt; bei dieser Maschine ist das Product $ns = 30 c = 36$ Met., während der Normalwerth dieses Productes 48 Met. beträgt.

Der nutzbare Dampfverbrauch dieser Maschine ist nach Tafel c (Horizontalzeile $N = 60$, Verticalspalte $\frac{s_1}{s} = 0,33$)

$$S_1 = 0,2409;$$

für den Dampfverlust darf man hier nicht den Werth derselben Horizontalzeile nehmen; man muss hier vielmehr die ideale Pferdestärke

$$N' = N \frac{m}{m'} = 60 \frac{48}{36} = 80$$

in Betracht ziehen und findet dieser letzteren entsprechend den Dampfverlust

$$S_2 = 0,0960,$$

D.

Durchmesser der Dampfmaschinen mit Condens. $p_1 = 4$.

N	Füllungsgrad s_1/s						$ns =$
	0,5	0,33	0,25	0,2	0,15	0,1	30 c
Durchmesser in Centimeter							Met.
1	7,21	8,00	8,71	9,33	10,2	11,6	30
2	10,1	11,3	12,2	13,1	14,4	16,4	30
3	12,1	13,4	14,6	15,6	17,2	19,4	31
4	13,9	15,4	16,8	18,0	19,7	22,4	31
5	15,1	16,8	18,3	19,6	21,5	24,5	32
6	16,5	18,3	19,9	21,4	23,4	26,6	32
7	17,4	19,4	21,1	22,6	24,8	28,2	33
8	18,5	20,6	22,4	24,0	26,3	29,9	33
9	19,3	21,5	23,3	25,0	27,4	31,2	34
10	19,9	22,1	24,1	25,8	28,3	32,2	35
12	21,3	23,7	25,8	27,6	30,3	34,4	36
14	22,5	25,0	27,2	29,1	32,0	36,4	37
16	23,6	26,2	28,5	30,5	33,5	38,1	38
18	24,3	27,2	29,6	31,7	34,8	39,6	39
20	25,4	28,2	30,7	32,8	36,0	40,9	40
25	27,6	30,7	33,4	35,8	39,2	44,6	41
30	29,6	32,9	35,8	38,3	42,0	47,8	42
35	31,3	34,8	37,8	40,6	44,4	50,5	43
40	32,8	36,5	39,7	42,5	46,6	53,0	44
45	34,2	38,0	41,3	44,3	48,5	55,2	45
50	35,4	39,4	42,8	45,9	50,1	57,2	46
55	36,5	40,6	44,2	47,4	51,9	59,1	47
60	37,6	41,8	45,5	48,7	53,5	60,8	48
70	39,9	44,4	48,3	51,6	56,7	64,5	49
80	42,0	46,7	50,8	54,4	59,7	67,9	50
90	44,0	48,9	53,2	57,0	62,5	71,1	51
100	45,9	51,0	55,5	59,4	65,2	74,1	52
120	49,6	55,1	60,0	64,3	70,5	80,1	53
140	52,9	58,8	64,0	68,6	75,2	85,5	54
160	55,9	62,2	67,7	72,5	79,4	90,3	55
180	58,6	65,2	70,9	76,0	83,3	94,7	56
200	61,1	68,0	74,0	79,2	86,9	98,8	57

so dass der Gesamtdampfverbrauch

$$S = S_1 + S_2 = 0,3369 \text{ Kilo}$$

pr. 1 Secunde beträgt.

Den Kolbendurchmesser- und Dampfverbrauchstafeln ist eine Reductionstabelle F zwischen dem Pariser und Wiener Maass und Gewicht angeschlossen.

Kesseldimensionen.

Der Dampfverbrauch S , d. h. die Speisewassermenge, welche pr. 1 Secunde zum Betrieb der betreffenden Maschine verdampft werden muss, bildet die Grundlage zur Ermittlung der Dampfkesseldimensionen und der Kessel-Heizungen. Zunächst ist die Kesselheizfläche der Speisewassermenge S direct proportional.

Der Coefficient, mit welchem die Grösse S zu multipliciren ist, um die Kesselheizfläche F zu erhalten, gestaltet sich jedoch verschieden, je nach der Einrichtung der Dampfkessel. Von den zahlreichen Kessel-Systemen, welche seit der grösseren Verbreitung der Dampfmaschine zur Anwendung gekommen, ist jedoch eine sehr bedeutende Anzahl wieder verlassen worden.

E.

Durchmesser der Dampfmaschinen mit Condens. $p_1 = 5$.

N	Füllungsgrad s_1/s						$ns = 30 c$
	0,5	0,33	0,25	0,2	0,15	0,1	
Durchmesser in Centimeter							Met.
1	6,36	7,07	7,65	8,18	8,94	10,1	30
2	8,94	9,91	10,6	11,5	12,6	14,2	30
3	10,7	11,8	12,8	13,7	15,0	16,9	31
4	12,3	13,6	14,8	15,8	17,2	19,4	31
5	13,4	14,8	16,1	17,2	18,8	21,2	32
6	14,6	16,2	17,5	18,7	20,5	23,1	32
7	15,4	17,1	18,5	19,8	21,6	24,4	33
8	16,4	18,1	19,7	21,1	23,0	26,0	33
9	17,0	18,9	20,5	21,9	23,9	27,0	34
10	17,6	19,5	21,2	22,6	24,7	27,9	35
12	18,8	20,9	22,6	24,2	26,4	29,9	36
14	19,9	22,1	23,9	25,6	27,9	31,5	37
16	20,8	23,1	25,0	27,6	29,2	33,0	38
18	21,6	24,0	26,0	27,8	30,4	34,3	39
20	22,4	24,8	26,9	28,8	31,4	35,5	40
25	24,4	27,1	29,3	31,4	34,3	38,7	41
30	26,1	29,0	31,5	33,6	36,7	41,4	42
35	27,6	30,7	33,2	35,5	38,8	43,8	43
40	29,0	32,1	34,9	37,3	40,7	45,9	44
45	30,2	33,5	36,3	38,9	42,4	47,9	45
50	31,3	34,7	37,7	40,3	44,0	49,6	46
55	32,3	35,8	38,9	41,5	45,4	51,3	47
60	33,2	36,9	40,0	42,7	46,7	52,7	48
70	35,3	39,1	42,4	45,3	49,5	60,0	49
80	37,1	41,2	44,7	47,7	52,1	58,8	50
90	38,9	43,1	46,8	50,5	54,6	61,7	51
100	40,5	44,9	48,8	52,1	56,9	64,3	52
120	43,8	48,6	52,7	56,4	61,5	69,5	53
140	46,8	51,8	56,3	60,1	65,7	74,2	54
160	49,4	54,8	59,5	63,5	69,4	78,3	55
180	51,8	57,4	62,3	66,6	72,8	82,2	56
200	54,0	59,9	65,0	69,4	75,9	85,7	57

a.

Dampfverbrauch der Maschinen ohne Condens. $p_1 = 3$.

N	Füllungsgrad s_1/s						Dampf- verlust pr. 1 Sec. in Kilogr.
	0,912	0,7	0,5	0,33	0,25	0,2	
Nutzb. Dampfverbr. pr. 1 Sec. in Kilogr.							
1	0,0098	0,0082	0,0073	0,0070	0,0079	0,0092	0,0175
2	0,0192	0,0161	0,0145	0,0140	0,0155	0,0182	0,0230
3	0,0283	0,0238	0,0212	0,0208	0,0228	0,0267	0,0273
4	0,0374	0,0315	0,0279	0,0275	0,0290	0,0352	0,0309
5	0,0460	0,0390	0,0344	0,0338	0,0370	0,0433	0,0341
6	0,0545	0,0459	0,0408	0,0401	0,0439	0,0514	0,0363
7	0,0628	0,0529	0,0470	0,0463	0,0506	0,0593	0,0384
8	0,0711	0,0599	0,0532	0,0524	0,0572	0,0671	0,0404
9	0,0791	0,0666	0,0593	0,0583	0,0637	0,0797	0,0422
10	0,0870	0,0733	0,0653	0,0641	0,0702	0,0822	0,0439
12	0,1024	0,0863	0,0768	0,0754	0,0826	0,0968	0,0471
14	0,1174	0,0989	0,0880	0,0864	0,0946	0,1109	0,0501
16	0,1323	0,1114	0,0992	0,0974	0,1066	0,1249	0,0529
18	0,1469	0,1237	0,1101	0,1082	0,1183	0,1387	0,0554
20	0,1614	0,1360	0,1209	0,1189	0,1300	0,1524	0,0579
25	0,1960	0,1652	0,1469	0,1444	0,1579	0,1851	0,0625
30	0,2306	0,1943	0,1728	0,1699	0,1858	0,2177	0,0661
35	0,2639	0,2224	0,1977	0,1945	0,2127	0,2517	0,0703
40	0,2971	0,2504	0,2226	0,2190	0,2395	0,2856	0,0737
45	0,3297	0,2778	0,2469	0,2430	0,2657	0,3138	0,0770
50	0,3622	0,3051	0,2712	0,2669	0,2918	0,3420	0,0801
55	0,3943	0,3322	0,2953	0,2906	0,3177	0,3724	0,0831
60	0,4264	0,3593	0,3193	0,3142	0,3435	0,4027	0,0858
70	0,490	0,412	0,367	0,360	0,394	0,463	0,0911
80	0,553	0,465	0,414	0,406	0,444	0,522	0,0960
90	0,620	0,522	0,464	0,457	0,499	0,586	0,1006
100	0,686	0,590	0,513	0,506	0,553	0,648	0,1050
120	0,818	0,688	0,612	0,602	0,658	0,772	0,1131
140	0,949	0,799	0,711	0,698	0,764	0,896	0,1205
160	1,081	0,909	0,809	0,794	0,869	1,018	0,1275
180	1,207	1,016	0,905	0,899	0,973	1,140	0,1341
200	1,336	1,135	0,991	0,984	1,077	1,261	0,1402

b.

Dampfverbrauch der Maschinen ohne Condens. $p_1 = 3,5$.

N	Füllungsgrad s_1/s						Dampf- verlust pr. 1 Sec. in Kilogr.
	0,912	0,7	0,5	0,33	0,25	0,2	
Nutzb. Dampfverbr. pr. 1 Sec. in Kilogr.							
1	0,0089	0,0075	0,0064	0,0061	0,0063	0,0068	0,0175
2	0,0175	0,0147	0,0127	0,0120	0,0123	0,0132	0,0230
3	0,0258	0,0217	0,0188	0,0177	0,0183	0,0196	0,0273
4	0,341	0,0286	0,0249	0,0234	0,0242	0,0260	0,0309
5	0,0420	0,0352	0,0306	0,0288	0,0297	0,0320	0,0341
6	0,0498	0,0417	0,0363	0,0342	0,0352	0,0379	0,0363
7	0,0574	0,0480	0,0419	0,0394	0,0406	0,0436	0,0384
8	0,0649	0,0543	0,0474	0,0446	0,0459	0,0493	0,0404
9	0,0722	0,0605	0,0527	0,0496	0,0510	0,0548	0,0422
10	0,0735	0,0666	0,0580	0,0546	0,0561	0,0603	0,0439
12	0,0936	0,0783	0,0684	0,0643	0,0661	0,0711	0,0471
14	0,1072	0,0897	0,0784	0,0737	0,0757	0,0814	0,0501
16	0,1207	0,1011	0,0883	0,0830	0,0854	0,0917	0,0529
18	0,1391	0,1123	0,0980	0,0922	0,0948	0,1018	0,0554
20	0,1574	0,1234	0,1077	0,1013	0,1041	0,1119	0,0579
25	0,1841	0,1499	0,1308	0,1231	0,1265	0,1359	0,0625
30	0,2107	0,1764	0,1539	0,1448	0,1488	0,1598	0,0661
35	0,2411	0,2018	0,1761	0,1657	0,1703	0,1829	0,0703
40	0,2715	0,2272	0,1982	0,1866	0,1917	0,2060	0,0737
45	0,3012	0,2520	0,2199	0,2071	0,2128	0,2286	0,0770
50	0,3308	0,2768	0,2416	0,2275	0,2338	0,2511	0,0801
55	0,3602	0,3014	0,2632	0,2477	0,2545	0,2734	0,0831
60	0,3895	0,3250	0,2846	0,2678	0,2752	0,2957	0,0858
70	0,447	0,375	0,327	0,307	0,316	0,340	0,0911
80	0,504	0,423	0,368	0,346	0,357	0,383	0,0960
90	0,566	0,474	0,414	0,389	0,400	0,430	0,1006
100	0,627	0,524	0,456	0,430	0,442	0,475	0,1050
120	0,746	0,625	0,545	0,513	0,528	0,567	0,1131
140	0,866	0,726	0,633	0,595	0,613	0,654	0,1205
160	0,985	0,824	0,720	0,677	0,697	0,748	0,1275
180	1,102	0,923	0,806	0,758	0,779	0,837	0,1341
200	1,220	1,021	0,892	0,839	0,862	0,927	0,1402

Diess gilt namentlich von den mehr complicirten Systemen; die Erfahrung hat gelehrt, dass es ganz unzweckmässig ist, die Flamme durch eine lange Reihe von Oeffnungen hin und her zu leiten; in dieser Richtung hat der Grundsatz der Hitzerausnützung durch Darbietung möglichst grosser Berührungsflächen eine Grenze, weil bei zu langen Zügen das Verlegen mit Asche und die Bildung von „Dampfpelzen“ (Redtenbacher's Bezeichnung) die Wärmeabgabe beeinträchtigt.

Und so ist man denn durch die Erfahrung dahin geführt worden — wenigstens bei stationären Maschinen — möglichst einfache Systeme cylindrischer Dampfkessel anzuwenden, während bei Locomobilen, Locomotiven und auf Dampfschiffen der Raumersparniss und der möglichsten Forcirbarkeit wegen die Röhrenkessel gangbar sind.

Am beliebtesten ist bei stationären Maschinen das System der Kesselpaare in dem Sinne, dass der oberhalb gelegene eigentliche Dampfkessel an seinem Ende mit einem darunter gelegenen und überwölbten Wasserkessel (gewöhnlich Vorwärmer genannt) mittelst eines Verbindungsrohres communicirt, welcher letztere die zweite Hitze erhält, so dass

die Flamme den Weg den Kessel entlang nur zweimal macht und sofort in den Essencanal tritt. Die Anwendung zweier Vorwärmerrohre statt eines einzigen, wobei die Flammengase die Kessellänge dreimal passiren, ist schon zu meiden, wenn nicht etwa die Essenlage oder die gebotene geringe Länge der Kessel eine solche Anordnung nothwendig macht. Mitunter erhalten die Wasserkessel die erste Hitze und fungiren als Siederöhren (bouilleurs). Dieses System ist aber schon weniger anzuempfehlen, weil diese Röhren von der Flamme sehr leiden und weil man hiebei auf das Gegenstromprincip verzichten muss, welches bei dem ersteren Systeme ganz streng durchgeführt werden kann.

Bei diesen beiden häufigsten Kesselsystemen ist die Hitzerausnützung nahe die gleiche, u. z. eine derartige, dass hiebei zur Erzeugung von S Kilo Dampf pr. 1 Sec. der Flamme eine Fläche (Heizfläche) $F = 150 S \square \text{Met.}$ darzubieten genügt; dabei kann die ganze Umfläche der Vorwärmer- oder Siederöhre und 0,57 der eigentlichen Kesselumfläche als Heizfläche betrachtet werden.

Solange die Heizfläche F die Grösse von 30 bis 40 $\square \text{Met.}$

nicht übersteigt, genügt ein Kessel (samt zugehörigen Vorwärm- oder Siederöhren) zur Erzeugung des betreffenden Dampfquantums.

Bezeichnet \mathcal{D} den Durchmesser und \mathcal{L} die Länge des Dampfkessels, \mathcal{D}' den Durchmesser und \mathcal{L}' die Länge eines Vorwärm- oder Siederohres in Meter, so hat man bei Anwendung eines Vorwärm- oder Siederohres:

$$0,57 \mathcal{D} \pi \mathcal{L} + \mathcal{D}' \pi \mathcal{L}' = F,$$

wobei gewöhnlich

$\mathcal{D} = 0,8$ bis $1,2$ Met. und $\mathcal{D}' = \frac{1}{3} \mathcal{D}$ bis \mathcal{D} gemacht wird; bei zwei Vorwärm- oder Siederöhren ist zu setzen:

$$0,57 \mathcal{D} \pi \mathcal{L} + 2 \mathcal{D}' \pi \mathcal{L}' = F,$$

wobei gewöhnlich

$$\mathcal{D}' = \frac{1}{2} \mathcal{D}$$

ist. Die Längen \mathcal{L} und \mathcal{L}' nimmt man so gross an, als es die Localverhältnisse gestatten (gewöhnlich 6 bis 12 Met.), um auf kleinere Durchmesser \mathcal{D} und \mathcal{D}' zu kommen, wodurch die ämtlich vorgeschriebene Blechdicke und hiemit der Geldaufwand herabgemindert wird.

Ist hingegen die Heizfläche F bedeutend grösser als 30 bis 40 \square Met., so muss man dieselbe auf eine entsprechende Anzahl Dampfkessel vertheilen.

In letzterem Falle ist es meist zweckdienlicher, die Dimensionen \mathcal{D} , \mathcal{D}' , \mathcal{L} und \mathcal{L}' den Localverhältnissen gemäss anzunehmen und die Heizfläche F' , die ein solcher Kessel sammt zugehörigen Röhren darbietet, zu berechnen mittelst

$$F' = 0,57 \mathcal{D} \pi + \mathcal{D}' \pi \mathcal{L}'$$

bei einem Rohre, und mittelst

$$F' = 0,57 \mathcal{D} \pi + 2 \mathcal{D}' \pi \mathcal{L}'$$

bei zwei Rohren; dann gibt der Quotient $\frac{F}{F'}$ die für den vorliegenden Fall nothwendige Anzahl solcher Kessel (samt zugehörigen Vorwärm- oder Siederöhren) an; zu je 2 bis 4 im Betriebe stehenden Kesseln kommt ausserdem noch ein Reservekessel.

Brennmaterialaufwand, Rostfläche, Essenquerschnitt und Höhe.

Das Brennmaterial, welches man zum Betriebe der Dampfkessel fast durchgehends verwendet, ist — wenn nicht etwa

c.

Dampfverbrauch der Maschinen ohne Condens. $p_1 = 4$.

N	Füllungsgrad s_1/s						Dampf- verlust pr. 1 Sec. in Kilogr.
	0,912	0,7	0,5	0,33	0,25	0,2	
	Nutzb. Dampfverbr. pr. 1 Sec. in Kilogr.						
1	0,0083	0,0070	0,0060	0,0055	0,0054	0,0056	0,0175
2	0,0165	0,0138	0,0119	0,0108	0,0108	0,0112	0,0230
3	0,0242	0,0203	0,0175	0,0160	0,0159	0,0165	0,0273
4	0,0319	0,0267	0,0231	0,0211	0,0210	0,0217	0,0309
5	0,0393	0,0329	0,0285	0,0260	0,0259	0,0267	0,0341
6	0,0466	0,0390	0,0338	0,0308	0,0307	0,0317	0,0363
7	0,0538	0,0449	0,0389	0,0355	0,0353	0,0365	0,0384
8	0,0609	0,0508	0,0439	0,0402	0,0399	0,0412	0,0404
9	0,0677	0,0566	0,0489	0,0447	0,0444	0,0459	0,0422
10	0,0745	0,0623	0,0539	0,0491	0,0489	0,0505	0,0439
12	0,0877	0,0733	0,0634	0,0579	0,0577	0,0595	0,0471
14	0,1006	0,0840	0,0727	0,0663	0,0661	0,0682	0,0501
16	0,1134	0,0946	0,0819	0,0747	0,0745	0,0768	0,0529
18	0,1258	0,1050	0,0909	0,0829	0,0827	0,0852	0,0554
20	0,1382	0,1153	0,0999	0,0911	0,0908	0,0936	0,0579
25	0,1678	0,1401	0,1214	0,1107	0,1103	0,1137	0,0625
30	0,1974	0,1648	0,1428	0,1302	0,1298	0,1338	0,0661
35	0,2259	0,1888	0,1634	0,1491	0,1485	0,1532	0,0703
40	0,2544	0,2124	0,1840	0,1679	0,1672	0,1725	0,0737
45	0,2823	0,2356	0,2042	0,1863	0,1860	0,1913	0,0770
50	0,3101	0,2588	0,2243	0,2016	0,2037	0,2101	0,0801
55	0,3376	0,2818	0,2442	0,2228	0,2219	0,2288	0,0831
60	0,3650	0,3047	0,2611	0,2409	0,2400	0,2475	0,0858
70	0,419	0,350	0,303	0,276	0,275	0,285	0,0911
80	0,472	0,395	0,342	0,311	0,310	0,321	0,0960
90	0,531	0,443	0,384	0,351	0,354	0,360	0,1006
100	0,587	0,490	0,424	0,388	0,385	0,397	0,1050
120	0,700	0,584	0,506	0,462	0,459	0,474	0,1131
140	0,811	0,678	0,587	0,536	0,533	0,551	0,1205
160	0,923	0,771	0,667	0,609	0,606	0,625	0,1275
180	1,034	0,863	0,749	0,682	0,680	0,704	0,1341
200	1,145	0,955	0,823	0,754	0,752	0,775	0,1402

d.

Dampfverbrauch der Maschinen ohne Condens. $p_1 = 5$.

N	Füllungsgrad s_1/s						Dampf- verlust pr. 1 Sec. in Kilogr.
	0,912	0,7	0,5	0,33	0,25	0,2	
Nutzb. Dampfverbr. pr. 1 Sec. in Kilogr.							
1	0,0077	0,0063	0,0054	0,0048	0,0046	0,0046	0,0175
2	0,0151	0,0124	0,0106	0,0094	0,0091	0,0091	0,0230
3	0,0222	0,0184	0,0157	0,0140	0,0135	0,0135	0,0273
4	0,0292	0,0244	0,0208	0,0186	0,0179	0,0178	0,0309
5	0,0360	0,0300	0,0256	0,0228	0,0220	0,0219	0,0341
6	0,0428	0,0355	0,0303	0,0270	0,0261	0,0259	0,0363
7	0,0493	0,0410	0,0349	0,0311	0,0300	0,0299	0,0384
8	0,0553	0,0464	0,0394	0,0352	0,0339	0,0338	0,0404
9	0,0621	0,0516	0,0439	0,0391	0,0377	0,0376	0,0422
10	0,0684	0,0567	0,0483	0,0430	0,0415	0,0413	0,0439
12	0,0805	0,0668	0,0570	0,0507	0,0489	0,0487	0,0471
14	0,0922	0,0766	0,0653	0,0581	0,0560	0,0558	0,0501
16	0,1039	0,0863	0,0736	0,0655	0,0631	0,0629	0,0529
18	0,1153	0,0958	0,0816	0,0727	0,0701	0,0698	0,0554
20	0,1267	0,1052	0,0896	0,0799	0,0770	0,0766	0,0579
25	0,1538	0,1278	0,1089	0,0971	0,0935	0,0930	0,0625
30	0,1809	0,1503	0,1282	0,1142	0,1100	0,1094	0,0661
35	0,2071	0,1720	0,1467	0,1307	0,1259	0,1253	0,0703
40	0,2333	0,1937	0,1651	0,1472	0,1418	0,1411	0,0737
45	0,2588	0,2149	0,1832	0,1633	0,1573	0,1565	0,0770
50	0,2843	0,2361	0,2012	0,1793	0,1728	0,1719	0,0801
55	0,3095	0,2571	0,2191	0,1953	0,1882	0,1872	0,0831
60	0,3446	0,2781	0,2370	0,2113	0,2035	0,2025	0,0858
70	0,384	0,319	0,272	0,242	0,234	0,233	0,0911
80	0,433	0,360	0,306	0,273	0,264	0,262	0,0960
90	0,487	0,405	0,344	0,307	0,296	0,295	0,1006
100	0,539	0,446	0,380	0,339	0,326	0,325	0,1050
120	0,642	0,533	0,453	0,404	0,390	0,388	0,1131
140	0,744	0,619	0,527	0,470	0,453	0,451	0,1205
160	0,846	0,703	0,599	0,534	0,515	0,512	0,1275
180	0,948	0,808	0,671	0,598	0,576	0,574	0,1341
200	1,049	0,871	0,742	0,661	0,637	0,634	0,1402

e.

Dampfverbrauch der Maschinen ohne Condens. $p_1 = 6$.

N	Füllungsgrad s_1/s						Dampf- verlust pr. 1 Sec. in Kilogr.
	0,912	0,7	0,5	0,33	0,25	0,2	
Nutzb. Dampfverbr. pr. 1 Sec. in Kilogr.							
1	0,0073	0,0060	0,0051	0,0045	0,0043	0,0041	0,0175
2	0,0142	0,0118	0,0099	0,0087	0,0083	0,0081	0,0230
3	0,0220	0,0174	0,0147	0,0129	0,0123	0,0120	0,0273
4	0,0277	0,0229	0,0195	0,0170	0,0162	0,0159	0,0309
5	0,0341	0,0282	0,0239	0,0210	0,0201	0,0190	0,0341
6	0,0404	0,0335	0,0283	0,0249	0,0240	0,0221	0,0363
7	0,0466	0,0386	0,0326	0,0287	0,0274	0,0261	0,0384
8	0,0527	0,0437	0,0369	0,0324	0,0307	0,0301	0,0404
9	0,0586	0,0486	0,0411	0,0361	0,0343	0,0335	0,0422
10	0,0645	0,0535	0,0452	0,0398	0,0378	0,0369	0,0439
12	0,0759	0,0630	0,0533	0,0469	0,0445	0,0434	0,0471
14	0,0870	0,0722	0,0611	0,0537	0,0510	0,0497	0,0501
16	0,0980	0,0813	0,0689	0,0605	0,0574	0,0560	0,0529
18	0,1088	0,0902	0,0764	0,0671	0,0636	0,0622	0,0554
20	0,1196	0,0991	0,0839	0,0737	0,0698	0,0683	0,0579
25	0,1453	0,1204	0,1020	0,0895	0,0849	0,0830	0,0625
30	0,1709	0,1416	0,1200	0,1053	0,0999	0,0977	0,0661
35	0,1956	0,1621	0,1373	0,1206	0,1144	0,1118	0,0703
40	0,2203	0,1826	0,1545	0,1358	0,1288	0,1259	0,0737
45	0,2444	0,2026	0,1715	0,1507	0,1429	0,1397	0,0770
50	0,2684	0,2226	0,1884	0,1655	0,1570	0,1534	0,0801
55	0,2922	0,2423	0,2052	0,1802	0,1709	0,1671	0,0831
60	0,3160	0,2620	0,2219	0,1949	0,1847	0,1807	0,0858
70	0,363	0,301	0,253	0,223	0,212	0,208	0,0911
80	0,409	0,339	0,285	0,251	0,239	0,234	0,0960
90	0,460	0,382	0,322	0,284	0,268	0,263	0,1006
100	0,509	0,421	0,355	0,313	0,297	0,290	0,1050
120	0,606	0,503	0,424	0,373	0,354	0,346	0,1131
140	0,703	0,583	0,493	0,433	0,412	0,403	0,1205
160	0,799	0,662	0,561	0,492	0,468	0,457	0,1275
180	0,895	0,743	0,628	0,553	0,524	0,512	0,1341
200	0,990	0,814	0,695	0,611	0,579	0,565	0,1402

a'.

Dampfverbrauch der Maschinen mit Condens. $p_1 = 2$.

N	Füllungsgrad s_1/s						Dampf- verlust pr. 1 Sec. in Kilogr.
	0,5	0,33	0,25	0,2	0,15	0,1	
	Nutzb. Dampfverbr. pr. 1 Sec. in Kilogr.						
1	0,0054	0,0047	0,0045	0,0044	0,0044	0,0046	0,0175
2	0,0106	0,0093	0,0089	0,0087	0,0087	0,0090	0,0230
3	0,0157	0,0138	0,0132	0,0128	0,0128	0,0134	0,0273
4	0,0208	0,0183	0,0174	0,0169	0,0169	0,0178	0,0309
5	0,0256	0,0225	0,0214	0,0209	0,0209	0,0219	0,0341
6	0,0303	0,0266	0,0253	0,0248	0,0248	0,0260	0,0363
7	0,0349	0,0307	0,0297	0,0285	0,0285	0,0300	0,0384
8	0,0394	0,0347	0,0330	0,0322	0,0322	0,0339	0,0404
9	0,0439	0,0386	0,0367	0,0359	0,0359	0,0377	0,0422
10	0,0483	0,0424	0,0404	0,0395	0,0395	0,0414	0,0439
12	0,0570	0,0500	0,0476	0,0466	0,0466	0,0488	0,0471
14	0,0653	0,0573	0,0546	0,0534	0,0534	0,0559	0,0501
16	0,0735	0,0646	0,0615	0,0601	0,0601	0,0630	0,0529
18	0,0815	0,0717	0,0682	0,0667	0,0667	0,0700	0,0554
20	0,0895	0,0788	0,0749	0,0733	0,0732	0,0769	0,0579
25	0,1088	0,0957	0,0910	0,0890	0,0899	0,0933	0,0625
30	0,1280	0,1126	0,1070	0,1047	0,1046	0,1097	0,0661
35	0,1465	0,1289	0,1224	0,1199	0,1198	0,1256	0,0703
40	0,1649	0,1451	0,1378	0,1350	0,1349	0,1415	0,0737
45	0,1830	0,1610	0,1530	0,1498	0,1497	0,1568	0,0770
50	0,2010	0,1768	0,1681	0,1645	0,1644	0,1721	0,0801
55	0,2189	0,1926	0,1831	0,1791	0,1700	0,1876	0,0831
60	0,2367	0,2083	0,1980	0,1937	0,1935	0,2031	0,0858
70	0,272	0,239	0,227	0,222	0,222	0,233	0,0911
80	0,306	0,269	0,256	0,250	0,250	0,263	0,0960
90	0,344	0,302	0,288	0,282	0,282	0,296	0,1006
100	0,377	0,334	0,318	0,311	0,311	0,327	0,1050
120	0,453	0,398	0,379	0,371	0,371	0,390	0,1131
140	0,527	0,463	0,441	0,430	0,430	0,452	0,1205
160	0,599	0,527	0,501	0,489	0,489	0,514	0,1275
180	0,670	0,589	0,561	0,549	0,549	0,575	0,1341
200	0,741	0,652	0,620	0,607	0,607	0,636	0,1402

Gichtgase oder die Ueberhitze von Schweissöfen zur Verfügung stehen — Stein- oder Braunkohle. Je nach den Ortsverhältnissen kommen auch Holz oder Torf zur Verwendung.

Das Brennmaterialquantum ist dem zu erzeugenden Dampfquantum proportional und beträgt das erstere bei ziemlich guten Steinkohlen etwa den siebenten Theil des letztern dem Gewichte nach; es ist nämlich zur Erzeugung von S Kilo Dampf pr. Sec. stündlich bei ziemlich guter Qualität eine Steinkohlenmenge

$$\mathfrak{S} = 520 S \text{ Kilo}$$

erforderlich.

An trockenem Holz braucht man nahezu das Doppelte dem Gewichte nach, also etwa

$$\mathfrak{S} = 1040 S \text{ Kilo.}$$

Nach der Brennmaterialmenge richtet sich die Grösse der Rostfläche R und zwar kann man annehmen:

für Steinkohlenfeuerung

$$R = \frac{\mathfrak{S}}{52} \square \text{Met.} = 10 S$$

und für Holzfeuerung

$$R = \frac{\mathfrak{S}}{114} \square \text{Met.}$$

Bei den Treppen- und Etagenrosten, welche sich zur Steinkohlenfeuerung am besten eignen und auch am häufigsten angewendet werden, ist R als die horizontale Projection der geneigten Rostfläche zu betrachten, die Neigung derselben betrage 35 bis 40°.

Nach der Brennmaterialmenge richtet sich auch der erforderliche Querschnitt q der Esse an der Mündung bei einer gewissen Höhe H derselben; und zwar genügt bei runden und achtkantigen Essen:

$$q = \frac{\mathfrak{S}}{60 \sqrt{H}} \square \text{Meter.}$$

Nur bei kleinen Essen (für Maschinen unter 20 Pferdestärken) ist zu empfehlen, q verhältnissmässig etwas stärker zu nehmen und zwar etwa:

$$q = \frac{\mathfrak{S}}{50 \sqrt{H}} \square \text{Meter.}$$

Was die Höhe H betrifft, so wird diese vom Rostniveau gemessen und liefert für runde und achtkantige Essen die Formel:

$$\sqrt{H} = \frac{7 \text{ } \textcircled{S}}{\textcircled{S} + 40}$$

ganz brauchbare Angaben; nur wenn für schwächere Maschinen (unter 20 Pferdestärken) separate Essen zu bauen sind, würden diese hienach etwas niedrig, diessfalls kann man sich der Formel

$$\sqrt{H} = \frac{7 \text{ } \textcircled{S}}{\textcircled{S} + 30}$$

bedienen. Die Höhe der vierkantigen Essen wäre aus Rücksicht für ihre Stabilität um ein Modicum kleiner und der Querschnitt derselben etwas grösser zu machen, als das Ergebniss der vorstehenden Formeln.

Als Mauerstärke an der Mündung genügen bei kleinen Essen 16 Cm. (6 Zoll) während bei den grossen weiten Essen eine Stärke bis 24 Cm. (9 Zoll) nicht zu gross ist.

Die Essenweite nimmt von der Mündung bis auf den Essensockel um 0,013 H , die Mauerdicke um 0,015 H zu (Redtenbacher).

Die Resultate dieser vorstehenden auf die Dampfkessel und ihre Heizungen bezüglichen Formeln sind in der nach-

folgenden Tabelle für verschiedene Werthe des Dampfverbrauches S , als derjenigen Grösse, von welcher hiebei stets auszugehen ist, zusammengestellt.

Vier Essen von der verschiedenartigsten Grösse sind, wie sie sich nach den vorstehenden Regeln ergeben, auf der beigegebenen Zeichnungstafel Bl. J u. T in der einfachsten (Redtenbacher'schen) Form dargestellt.

Hiebei ist überall ein kreisförmiger oder aber ein achteckiger Querschnitt des Essenschaftes vorausgesetzt.

In der folgenden Tabelle bezeichnet, übereinstimmend mit dem vorangehenden:

S den Steinkohlenverbrauch pr. Sec. in Kilo, welcher entweder von einer einzelnen oder von mehreren Maschinen mit gemeinschaftlicher Esse beansprucht wird;

F die Kesselheizfläche in \square Metern, welche nach Umständen auf mehrere Kessel vertheilt wird;

\textcircled{S} den Steinkohlenverbrauch pr. Stunde in Kilo, eine ziemlich gute Qualität vorausgesetzt;

R die Rostfläche in \square Metern;

b'.

Dampfverbrauch der Maschinen mit Condens. $p_1 = 2,5$.

N	Füllungsgrad s_1/s						Dampfverlust pr 1 Sec. in Kilogr.
	0,5	0,33	0,25	0,2	0,15	0,1	
Nutzb. Dampfverbr. pr. 1 Sec. in Kilogr.							
1	0,0051	0,0044	0,0041	0,0040	0,0039	0,0039	0,0175
2	0,0099	0,0086	0,0080	0,0078	0,0077	0,0077	0,0230
3	0,0147	0,0128	0,0120	0,0116	0,0114	0,0114	0,0273
4	0,0195	0,0169	0,0159	0,0154	0,0150	0,0151	0,0309
5	0,0240	0,0208	0,0195	0,0189	0,0188	0,0186	0,0341
6	0,0284	0,0247	0,0231	0,0224	0,0225	0,0220	0,0363
7	0,0308	0,0285	0,0267	0,0258	0,0256	0,0254	0,0384
8	0,0331	0,0322	0,0302	0,0292	0,0286	0,0287	0,0404
9	0,0392	0,0358	0,0336	0,0325	0,0318	0,0320	0,0422
10	0,0453	0,0394	0,0369	0,0358	0,0350	0,0352	0,0439
12	0,0534	0,0464	0,0434	0,0421	0,0412	0,0414	0,0471
14	0,0612	0,0532	0,0498	0,0483	0,0473	0,0475	0,0501
16	0,0690	0,0599	0,0561	0,0544	0,0533	0,0535	0,0529
18	0,0766	0,0665	0,0623	0,0604	0,0591	0,0593	0,0554
20	0,0841	0,0730	0,0684	0,0663	0,0648	0,0651	0,0579
25	0,1022	0,0887	0,0832	0,0806	0,0788	0,0791	0,0625
30	0,1202	0,1044	0,0979	0,0948	0,0927	0,0931	0,0661
35	0,1376	0,1196	0,1121	0,1085	0,1061	0,1066	0,0703
40	0,1549	0,1347	0,1262	0,1221	0,1195	0,1200	0,0737
45	0,1719	0,1445	0,1400	0,1355	0,1326	0,1331	0,0770
50	0,1889	0,1542	0,1538	0,1488	0,1456	0,1462	0,0801
55	0,2056	0,1737	0,1675	0,1621	0,1585	0,1592	0,0831
60	0,2223	0,1932	0,1811	0,1753	0,1714	0,1722	0,0858
70	0,255	0,221	0,208	0,201	0,197	0,196	0,0911
80	0,287	0,249	0,234	0,227	0,222	0,223	0,0960
90	0,323	0,281	0,264	0,255	0,250	0,251	0,1006
100	0,357	0,311	0,291	0,281	0,275	0,276	0,1050
120	0,426	0,370	0,347	0,336	0,329	0,330	0,1131
140	0,494	0,429	0,403	0,392	0,382	0,384	0,1205
160	0,563	0,488	0,457	0,443	0,433	0,435	0,1275
180	0,629	0,547	0,513	0,497	0,487	0,489	0,1341
200	0,697	0,605	0,567	0,549	0,537	0,539	0,1402

c'.

Dampfverbrauch der Maschinen mit Condens. $p_1 = 3$.

N	Füllungsgrad s_1/s						Dampf- verlust pr. 1 Sec. in Kilogr.
	0,5	0,33	0,25	0,2	0,15	0,1	
Nutzb. Dampfverbr. pr. 1 Sec. in Kilogr.							
1	0,0049	0,0042	0,0039	0,0037	0,0036	0,0036	0,0175
2	0,0095	0,0083	0,0077	0,0073	0,0071	0,0070	0,0230
3	0,0141	0,0122	0,0114	0,0109	0,0106	0,0104	0,0273
4	0,0187	0,0161	0,0150	0,0144	0,0140	0,0137	0,0309
5	0,0230	0,0199	0,0185	0,0177	0,0172	0,0169	0,0341
6	0,0272	0,0236	0,0219	0,0210	0,0204	0,0200	0,0363
7	0,0314	0,0271	0,0252	0,0242	0,0235	0,0230	0,0384
8	0,0355	0,0306	0,0285	0,0273	0,0265	0,0260	0,0404
9	0,0395	0,0341	0,0318	0,0304	0,0295	0,0289	0,0422
10	0,0434	0,0376	0,0350	0,0335	0,0324	0,0318	0,0439
12	0,0511	0,0443	0,0412	0,0395	0,0382	0,0375	0,0471
14	0,0586	0,0507	0,0472	0,0452	0,0438	0,0430	0,0501
16	0,0661	0,0571	0,0532	0,0509	0,0493	0,0484	0,0529
18	0,0733	0,0633	0,0590	0,0565	0,0547	0,0537	0,0554
20	0,0805	0,0695	0,0647	0,0621	0,0601	0,0590	0,0579
25	0,0987	0,0845	0,0787	0,0755	0,0730	0,0717	0,0625
30	0,1151	0,0994	0,0926	0,0888	0,0859	0,0843	0,0661
35	0,1317	0,1138	0,1060	0,1016	0,0983	0,0965	0,0703
40	0,1483	0,1282	0,1193	0,1144	0,1107	0,1087	0,0737
45	0,1646	0,1422	0,1323	0,1269	0,1228	0,1206	0,0770
50	0,1809	0,1562	0,1453	0,1394	0,1349	0,1324	0,0801
55	0,1969	0,1700	0,1582	0,1518	0,1469	0,1442	0,0831
60	0,2129	0,1838	0,1711	0,1642	0,1588	0,1559	0,0858
70	0,244	0,211	0,179	0,188	0,183	0,179	0,0911
80	0,275	0,238	0,222	0,212	0,206	0,202	0,0960
90	0,310	0,267	0,249	0,239	0,231	0,226	0,1006
100	0,342	0,295	0,274	0,263	0,255	0,250	0,1050
120	0,408	0,352	0,328	0,314	0,305	0,299	0,1131
140	0,473	0,409	0,382	0,365	0,354	0,347	0,1205
160	0,538	0,465	0,433	0,415	0,402	0,394	0,1275
180	0,603	0,521	0,486	0,465	0,450	0,442	0,1341
200	0,667	0,576	0,536	0,514	0,498	0,488	0,1402

H die Höhe der Esse in Metern. Dieselbe wird vom Niveau des Rostes bis zur Essenmündung gemessen;

q den Essenmündungsquerschnitt in \square Metern;

d den Durchmesser des runden oder den inneren Durchmesser des achteckigen Querschnittes der Essenmündung;

N die beiläufige Pferdestärke der Maschinen, für welche die vorangehenden Grössen genügen.

S	F	\mathcal{E}	R	\sqrt{H}	H	q	d	N
0,050	7,5	26,0	0,50	3,25	10,6	0,160	0,451	3 — 4
0,060	9,0	31,2	0,60	3,57	12,7	0,175	0,472	5 — 6
0,080	12,0	41,6	0,80	4,07	16,6	0,204	0,510	6 — 8
0,100	15,0	52,0	1,00	4,44	19,7	0,234	0,546	8 — 11
0,120	18,0	62,4	1,20	4,73	22,4	0,264	0,580	11 — 14
0,140	21,0	72,8	1,40	4,84	23,4	0,287	0,605	14 — 18
0,160	24,0	83,2	1,60	4,94	24,4	0,306	0,624	18 — 22
0,180	27,0	93,6	1,80	5,00	25,0	0,326	0,644	22 — 26
0,200	30,0	104,0	2,00	5,06	25,6	0,343	0,661	26 — 30
0,225	34,75	117,0	2,25	5,22	27,25	0,374	0,690	30 — 35
0,250	37,50	130,0	2,50	5,353	28,65	0,405	0,718	35 — 40
0,275	41,25	143,0	2,75	5,470	29,9	0,436	0,745	40 — 45
0,300	45,00	156,0	3,00	5,571	31,0	0,467	0,771	45 — 50
0,330	49,50	171,6		5,677	32,2	0,504	0,801	50 — 60
0,360	54,00	187,2		5,768	33,25	0,541	0,830	60 — 70
0,400	60,00	208,0		5,871	34,45	0,591	0,867	70 — 80
0,450	67,50	234,0		5,978	35,7	0,652	0,911	80 — 90
0,500	75,00	260,0		6,067	36,8	0,714	0,954	90 — 100
0,600	90,00	312,0		6,205	38,5	0,838	1,03	100 — 120
0,700	105,0	364,0		6,307	39,75	0,962	1,11	120 — 140
0,800	120,0	410,0		6,378	40,75	1,072	1,17	140 — 160
0,900	135,0	468,0		6,449	41,6	1,210	1,24	160 — 180
1,000	150,0	520,0		6,500	42,25	1,333	1,30	180 — 200
1,500	225	780		6,659	44,3	1,952	1,58	200 — 300
2,000	300	1040		6,741	45,45	2,572	1,81	300 — 400
2,500	375	1300		6,791	46,1	3,191	2,02	400 — 500

Ermittlung des öconomisch günstigsten Füllungsgrades doppelt wirkender Dampfmaschinen auf Grundlage der vorangehenden Tabellen.

Ich kann nicht umhin, am Schlusse dieser Abhandlung noch auf denjenigen Gegenstand zurückzugehen, den ich in meinem gleich Eingangs erwähnten und in eben dieser Zeitschrift, Jahrgang 1864, veröffentlichten Artikel bearbeitete — nämlich auf den öconomisch günstigsten Expansionsgrad, resp. Füllungsgrad doppeltwirkender Dampfmaschinen.

Es wird durchaus nicht ohne Werth sein, diesen so hochwichtigen Gegenstand auf Grundlage der vorangeschickten Tabellen, und mit Rücksicht auf die gegenwärtigen sehr niedrigen Maschinenpreise, einer nochmaligen, jedoch kurzgefassten Behandlung zu unterziehen. Gleichzeitig ergreife ich die Gelegenheit, diese interessante Betrachtung nach zwei Richtungen hin in einer gewünschten Weise etwas auszudehnen, und hiemit nach Möglichkeit zu erschöpfen.

Für die Grösse des öconomisch günstigsten Füllungsgrades einer Dampfmaschine ohne oder mit Condensation ist —

wie ich in jenem Artikel nachgewiesen habe — an einem bestimmten Orte und zu einer bestimmten Zeit, einerseits die Grösse der Admissionsspannung, andererseits die Stärke der Maschine maassgebend; je grösser die Dampfspannung, je stärker die Maschine, eine desto kleinere Füllung kann man bei sonst gleichen Verhältnissen mit öconomischem Vortheile zur Anwendung bringen. Ich habe ursprünglich Admissionsspannungen $p_1 = 2, 4$ und 6 Atmosphären, und Maschinenstärken $N = 20, 60$ und 180 Pferdekkräfte in Betracht gezogen; gegenwärtig schalte ich die Uebergangsspannung $p_1 = 3$ Atm. vom Mitteldruck zum Hochdruck ein, und füge die Stärke $N = 7$ Pfd. hinzu, so dass nach diesen beiden Richtungen der Gegenstand in ganz umfassender Weise behandelt erscheint.

Was nun die erwähnten Orts- und Zeitverhältnisse betrifft, so bedingen dieselben einerseits die Brennmaterial-, andererseits die Maschinenpreise; diese letzteren sind es, welche den Füllungsgrad des kleinsten Dampfverbrauches durchaus nicht als den öconomisch günstigsten erscheinen lassen, indem eine Dampfmaschine, welche eine bestimmte Normalleistung

d'.

Dampfverbrauch der Maschinen mit Condens. $p_1 = 4$.

N	Füllungsgrad s_1/s						Dampf- verlust pr. 1 Sec. in Kilogr.
	0,5	0,33	0,25	0,2	0,15	0,1	
Nutzb. Dampfverbr. pr. 1 Sec. in Kilogr.							
1	0,0046	0,0039	0,0037	0,0035	0,0033	0,0032	0,0175
2	0,0090	0,0077	0,0071	0,0068	0,0065	0,0063	0,0230
3	0,0134	0,0114	0,0106	0,0101	0,0096	0,0092	0,0273
4	0,0177	0,0151	0,0140	0,0133	0,0127	0,0121	0,0309
5	0,0222	0,0186	0,0172	0,0164	0,0156	0,0149	0,0341
6	0,0267	0,0221	0,0204	0,0194	0,0185	0,0177	0,0363
7	0,0302	0,0254	0,0235	0,0224	0,0214	0,0204	0,0384
8	0,0337	0,0287	0,0266	0,0253	0,0242	0,0232	0,0404
9	0,0374	0,0320	0,0296	0,0282	0,0268	0,0258	0,0422
10	0,0411	0,0353	0,0325	0,0310	0,0294	0,0283	0,0439
12	0,0485	0,0415	0,0383	0,0365	0,0347	0,0334	0,0471
14	0,0556	0,0476	0,0439	0,0418	0,0398	0,0383	0,0501
16	0,0626	0,0536	0,0475	0,0471	0,0442	0,0431	0,0529
18	0,0695	0,0595	0,0549	0,0523	0,0498	0,0479	0,0554
20	0,0763	0,0653	0,0603	0,0574	0,0548	0,0526	0,0579
25	0,0926	0,0794	0,0732	0,0697	0,0665	0,0638	0,0625
30	0,1089	0,0934	0,0862	0,0820	0,0782	0,0750	0,0661
35	0,1247	0,1069	0,0987	0,0939	0,0896	0,0859	0,0703
40	0,1405	0,1203	0,1111	0,1057	0,1009	0,0968	0,0737
45	0,1559	0,1335	0,1233	0,1171	0,1120	0,1074	0,0770
50	0,1712	0,1466	0,1354	0,1289	0,1230	0,1180	0,0801
55	0,1864	0,1596	0,1474	0,1403	0,1340	0,1285	0,0831
60	0,2016	0,1726	0,1594	0,1517	0,1449	0,1390	0,0858
70	0,232	0,199	0,183	0,174	0,166	0,158	0,0911
80	0,261	0,224	0,206	0,196	0,187	0,179	0,0960
90	0,294	0,251	0,232	0,221	0,211	0,202	0,1006
100	0,324	0,277	0,256	0,244	0,233	0,223	0,1050
120	0,387	0,331	0,306	0,291	0,278	0,266	0,1131
140	0,449	0,385	0,354	0,338	0,341	0,308	0,1205
160	0,510	0,437	0,403	0,384	0,365	0,351	0,1275
180	0,571	0,490	0,452	0,430	0,409	0,391	0,1341
200	0,631	0,541	0,500	0,475	0,454	0,436	0,1402

e'.

Dampfverbrauch der Maschinen mit Condens. $p_1 = 5$.

N	Füllungsgrad s_1/s						Dampf- verlust pr. 1 Sec. in Kilogr.
	0,5	0,38	0,25	0,2	0,15	0,1	
Nutzbr. Dampfverbr. pr. 1 Sec. in Kilogr.							
1	0,0044	0,0038	0,0035	0,0033	0,0032	0,0030	0,0175
2	0,0087	0,0074	0,0068	0,0065	0,0062	0,0059	0,0230
3	0,0148	0,0110	0,0101	0,0096	0,0090	0,0087	0,0273
4	0,0168	0,0146	0,0134	0,0127	0,0118	0,0114	0,0309
5	0,0209	0,0179	0,0165	0,0156	0,0147	0,0141	0,0341
6	0,0249	0,0212	0,0195	0,0185	0,0176	0,0167	0,0363
7	0,0286	0,0244	0,0225	0,0213	0,0202	0,0192	0,0384
8	0,0323	0,0276	0,0254	0,0241	0,0229	0,0217	0,0404
9	0,0360	0,0307	0,0283	0,0268	0,0255	0,0241	0,0422
10	0,0397	0,0338	0,0311	0,0295	0,0280	0,0265	0,0439
12	0,0468	0,0398	0,0366	0,0347	0,0330	0,0313	0,0471
14	0,0536	0,0456	0,0420	0,0398	0,0378	0,0358	0,0501
16	0,0603	0,0514	0,0473	0,0448	0,0426	0,0404	0,0529
18	0,0669	0,0571	0,0525	0,0498	0,0473	0,0448	0,0554
20	0,0735	0,0627	0,0576	0,0547	0,0519	0,0492	0,0579
25	0,0898	0,0751	0,0700	0,0664	0,0631	0,0598	0,0625

Fortsetzung der Tab. e'.

Dampfverbrauch der Maschinen mit Condens. $p_1 = 5$.

N	Füllungsgrad s_1/s						Dampf- verlust pr. 1 Sec. in Kilogr.
	0,5	0,33	0,25	0,2	0,15	0,1	
Nutzbr. Dampfverbr. pr. 1 Sec. in Kilogr.							
30	0,1051	0,0886	0,0824	0,0781	0,0742	0,0703	0,0661
35	0,1203	0,1021	0,0943	0,0894	0,0849	0,0805	0,0703
40	0,1355	0,1156	0,1062	0,1007	0,0956	0,0906	0,0737
45	0,1503	0,1282	0,1179	0,1117	0,1061	0,1006	0,0770
50	0,1651	0,1408	0,1295	0,1227	0,1165	0,1105	0,0801
55	0,1798	0,1534	0,1410	0,1336	0,1269	0,1203	0,0831
60	0,1944	0,1659	0,1524	0,1445	0,1372	0,1301	0,0868
70	0,223	0,190	0,175	0,166	0,157	0,149	0,0911
80	0,251	0,214	0,197	0,187	0,177	0,168	0,0960
90	0,283	0,241	0,222	0,210	0,199	0,189	0,1006
100	0,312	0,266	0,245	0,232	0,240	0,209	0,1050
120	0,372	0,317	0,292	0,277	0,262	0,239	0,1131
140	0,432	0,369	0,339	0,321	0,304	0,289	0,1205
160	0,491	0,419	0,385	0,366	0,346	0,329	0,1275
180	0,551	0,470	0,432	0,408	0,388	0,367	0,1341
200	0,609	0,519	0,477	0,453	0,430	0,407	0,1402

F. Reductionstabelle zwischen Pariser und Wiener Maass.

Centm.	Zoll	Fuss	Centm.	Zoll	Fuss	Centm.	Zoll	Fuss
0,05	0,02	—	21	7,97	0,664	51	19,36	1,613
0,1	0,04	0,003	22	8,35	0,696	52	19,74	1,645
0,2	0,08	0,006	23	8,73	0,728	53	20,12	1,677
0,3	0,11	0,009	24	9,11	0,759	54	20,50	1,708
0,4	0,15	0,013	25	9,49	0,791	55	20,88	1,740
0,5	0,19	0,016	26	9,87	0,823	56	21,26	1,772
0,6	0,23	0,019	27	10,25	0,854	57	21,64	1,803
0,7	0,27	0,022	28	10,63	0,886	58	22,02	1,835
0,8	0,30	0,025	29	11,01	0,917	59	22,40	1,866
0,9	0,34	0,029	30	11,39	0,949	60	22,78	1,898
1	0,38	0,032	31	11,77	0,981	61	23,16	1,930
2	0,76	0,063	32	12,15	1,012	62	23,54	1,961
3	1,14	0,095	33	12,53	1,044	63	23,92	1,993
4	1,52	0,127	34	12,91	1,076	64	24,30	2,025
5	1,90	0,158	35	13,29	1,107	65	24,68	2,056
6	2,28	0,190	36	13,67	1,139	66	25,06	2,088
7	2,66	0,221	37	14,05	1,171	67	25,43	2,120
8	3,04	0,253	38	14,43	1,202	68	25,81	2,151
9	3,42	0,285	39	14,81	1,234	69	26,19	2,183
10	3,80	0,316	40	15,19	1,265	70	26,57	2,214
11	4,18	0,348	41	15,56	1,297	71	26,95	2,246
12	4,56	0,380	42	15,94	1,329	72	27,33	2,278
13	4,94	0,411	43	16,32	1,360	73	27,71	2,309
14	5,32	0,443	44	16,70	1,392	74	28,09	2,341
15	5,69	0,475	45	17,08	1,424	75	28,47	2,373
16	6,07	0,506	46	17,46	1,455	76	28,85	2,404
17	6,45	0,538	47	17,84	1,487	77	29,23	2,436
18	6,83	0,569	48	18,22	1,519	78	29,61	2,468
19	7,21	0,601	49	18,60	1,550	79	29,99	2,499
20	7,59	0,633	50	18,98	1,582	80	30,37	2,531

Fortsetzung der Tab. F.

Centm.	Zoll	Fuss	Wiener Maass	Centm.	Wiener Maass	Centm.
81	30,75	2,562	1	0,22	7	2 21,28
82	31,13	2,594	2	0,44	8	2 52,89
83	31,51	2,626	3	0,66	9	2 84,50
84	31,89	2,657	4	0,89	10	3 16,11
85	32,27	2,689	5	1,10	20	6 32,22
86	32,65	2,721	6	1,32	30	9 48,33
87	33,03	2,752	7	1,54	40	12 64,44
88	33,41	2,784	8	1,76	50	15 80,54
89	33,79	2,816	9	1,98	100	31 61,10
90	34,17	2,847	10	2,20		
91	34,55	2,879	11	2,42		
92	34,93	2,910				
93	35,30	2,942				
94	35,68	2,974				
95	36,06	3,005				
96	36,44	3,037				
97	36,82	3,069				
98	37,20	3,100				
99	37,58	3,132				
100	37,96	3,164				
Meter			Zoll			
1	0	3	2	31,61		
2	1	0	4	63,22		
3	1	3	6	94,83		
4	2	0	8	126,44		
5	2	3	10	158,05		
6	3	1	0	189,66		
7	3	4	2			
8	4	1	4			
9	4	4	6			
10	5	1	8			
20	10	3	3			
30	15	4	11			
40	21	0	6			
50	26	2	2			
100	52	4	4			
			Fuss			
1	0	3	2	31,61		
2	1	0	4	63,22		
3	1	3	6	94,83		
4	2	0	8	126,44		
5	2	3	10	158,05		
6	3	1	0	189,66		
			Zoll			
1	0	3	2	31,61		
2	1	0	4	63,22		
3	1	3	6	94,83		
4	2	0	8	126,44		
5	2	3	10	158,05		
6	3	1	0	189,66		
			Fuss			
1	0	3	2	31,61		
2	1	0	4	63,22		
3	1	3	6	94,83		
4	2	0	8	126,44		
5	2	3	10	158,05		
6	3	1	0	189,66		

Annähernd ist (fürs Kopfrechnen) 1 Met. = 38 Zoll, 1 Centim. = $\frac{3}{8}$ Zoll, d. h. 3" = 8 Cm. und ganz oberflächlich 2" = 5 Cm.

F' Reductionstabelle zwischen Pariser und Wiener Gewicht.

Kilo	W. Pfund	Kilo	W. Pfund	Kilo	W. Pfund	Kilo	W. Pfund
1	1,786	26	46,427	51	91,070	76	135,712
2	3,572	27	48,212	52	92,856	77	137,497
3	5,357	28	49,998	53	94,641	78	139,283
4	7,143	29	51,783	54	96,427	79	141,068
5	8,928	30	53,570	55	98,213	80	142,854
6	10,714	31	55,356	56	99,998	81	144,640
7	12,500	32	57,141	57	101,783	82	146,425
8	14,286	33	58,927	58	103,569	83	148,211
9	16,071	34	60,713	59	105,355	84	149,997
10	17,857	35	62,498	60	107,141	85	151,782
11	19,642	36	64,283	61	108,927	86	153,568
12	21,428	37	66,069	62	110,712	87	155,353
13	23,213	38	67,854	63	112,498	88	157,139
14	24,999	39	69,640	64	114,284	89	158,924
15	26,784	40	71,426	65	116,069	90	160,711
16	28,570	41	73,212	66	117,855	91	162,497
17	30,355	42	74,997	67	119,641	92	164,282
18	32,141	43	76,783	68	121,426	93	166,068
19	33,926	44	78,569	69	123,212	94	167,854
20	35,714	45	80,354	70	124,998	95	169,639
21	37,500	46	82,139	71	126,784	96	171,425
22	39,285	47	83,925	72	128,569	97	173,211
23	41,071	48	85,711	73	130,355	98	174,997
24	42,856	49	87,497	74	132,141	99	176,782
25	44,642	50	89,284	75	133,926	100	178,568

Fortsetzung der Tab. F'.

Pfund	Kilo	Pfund	Kilo	Pfund	Kilo	Pfund	Kilo
1	0,560	26	14,560	51	28,561	76	42,561
2	1,120	27	15,120	52	29,121	77	43,121
3	1,680	28	15,680	53	29,681	78	43,681
4	2,240	29	16,240	54	30,241	79	44,241
5	2,800	30	16,800	55	30,801	80	44,801
6	3,360	31	17,360	56	31,361	81	45,361
7	3,920	32	17,920	57	31,921	82	45,921
8	4,480	33	18,480	58	32,481	83	46,481
9	5,040	34	19,040	59	33,041	84	47,041
10	5,600	35	19,600	60	33,601	85	47,601
11	6,160	36	20,160	61	34,161	86	48,161
12	6,720	37	20,720	62	34,721	87	48,721
13	7,280	38	21,281	63	35,281	88	49,281
14	7,840	39	21,841	64	35,841	89	49,841
15	8,400	40	22,401	65	36,401	90	50,401
16	8,960	41	22,961	66	36,961	91	50,961
17	9,520	42	23,521	67	37,521	92	51,521
18	10,080	43	24,081	68	38,081	93	52,081
19	10,640	44	24,641	69	38,641	94	52,641
20	11,200	45	25,201	70	39,201	95	53,201
21	11,760	46	25,761	71	39,761	96	53,761
22	12,320	47	26,321	72	40,321	97	54,321
23	12,880	48	26,881	73	40,881	98	54,881
24	13,440	49	27,441	74	41,441	99	55,441
25	14,000	50	28,001	75	42,001	100	56,001

bei einer gewissen kleineren Füllung effectuirt, überall und immer theurer ist, als eine Maschine, welche das Gleiche bei einer grösseren Füllung erzweckt. Man wird demnach mit der Cylinderfüllung im Allgemeinen desto stärker herabgehen, d. h. eine desto höhere Expansion in Anwendung bringen können, je billiger nach Zeit und Ort die Maschinen sind, je theurer das Brennmaterial bezahlt werden muss und je mehr ein unausgesetzter Betrieb der Maschine zu gewärtigen ist.

Eine umfassende Erledigung des vorliegenden Gegenstandes fordert aber unbedingt die Feststellung oder Annahme von bestimmten Preisen aller in das Bereich der Betrachtung gezogenen Maschinen, ja auch der zugehörigen Dampfkessel, indem bei Anwendung eines höheren Expansions- resp. eines kleineren Füllungsgrades zur Erzielung einer bestimmten Normalleistung weniger Dampf verbraucht wird, also der Kessel entsprechend kleiner gehalten werden kann, als bei Anwendung eines grösseren Füllungsgrades. Uebrigens fallen die Kesselpreise in dieser Richtung bei weitem nicht so stark in die Wagschale, als die Preise der Maschinen selbst.

Nun sind es gerade die letzteren, welche, seit ich mei-

nen früheren Aufsatz über den „günstigsten Expansionsgrad“ verfasste, eine enorme Alteration erfahren haben, indem dieselben durch die eingetretenen Verhältnisse in einem wahrhaft unerwarteten Maasse herabgedrückt worden sind. Nichts desto weniger erleidet, wie im Folgenden gezeigt werden wird, meine damalige Entwicklung sammt ihren Resultaten durch diesen Umstand keine eben wesentliche Modification, wodurch meine damalige Behauptung, dass die Resultate meiner Untersuchung durch das Variiren der Maschinenpreise nicht wesentlich beirrt werden, nur bekräftigt wird.

Ich setze jetzt, wie vordem, den Preis irgend einer Dampfmaschine zum Theile ihrer Stärke N , zum übrigen Theile aber jenem Drucke nahe proportional, welchen der Kolben während der Dampfadmission (Volldruckperiode) erfährt. Dieser Druck ist bei der wirksamen Kolbenfläche O und der absoluten Admissionsspannung p_1 in Atmosphären für Maschinen ohne Codensation der Grösse $O(p_1 - 1)$ und bei Condensationsmaschinen der Grösse $O p_1$ hinlänglich nahe proportional, so, dass der Preis irgend einer Dampfmaschine ohne Condensation in der Form

$$W = \alpha + \beta N + \gamma O(p_1 - 1),$$

für eine Condensationsmaschine hingegen, in der Form

$$W = \alpha' + \beta' N + \gamma' O p_1$$

angegeben würde.

Für W in Gulden österr. Whrg., N in Pferdekraften, O in □ Meter und p_1 in Atmosphären, gestalten sich, nach mir vorliegenden Daten v. J. 1866, die Constanten $\alpha, \beta \dots \gamma'$ wie folgt:

Für Maschinen ohne Condensation:

$$W = 300 + 46 N + 5000 O (p_1 - 1) \text{ bis etwa } N = 45$$

$$W = 1000 + 21 N + 4000 O (p_1 - 1) \text{ für } N > 45;$$

Für Condensationsmaschinen:

$$W = 400 + 52 N + 6000 O p_1 \text{ bis etwa } N = 45$$

$$W = 1300 + 23 N + 5000 O p_1 \text{ für } N > 45.$$

Für die Dampfkesselkosten bleibe ich der allgemeinen Form und der Specialisirung der Constanten nach, bei meiner früher angenommenen und in dem betreffenden Aufsätze begründeten Angabe.

$$w = 200 + 1500 S (p_1 + 1)$$

wobei w in Gulden österr. W. verstanden ist, S den Dampf-

verbrauch der betreffenden Maschine mit Einschluss des Dampfverlustes für 1 Secunde in Kilo, und p_1 wieder die absolute Admissionsspannung in Atmosphären bezeichnet, welche letztere zu der Kesselspannung stets in einem gewissen Verhältnisse — etwa 3 : 4 bis 2 : 3 — zu stehen hat.

Um die Preise, welche diese Formel liefert, dürften die Dampfkessel an manchen Orten sammt Armatur, sonst aber jedenfalls ohne diese zu bekommen sein, was für unsere Betrachtung ziemlich gleichgültig ist, da ja jeder einzelne Dampfkessel seine Armatur erfordert (welche beiläufig 200 fl. kostet), und da der streitige Grad der öconomisch günstigsten Füllung kaum jemals innerhalb solcher Grenzen schwanken dürfte, dass man in dieser Hinsicht einen ganzen Kessel sammt seiner Armatur ersparen wollte.

Der gegenwärtigen Betrachtung thut es auch durchaus keinen Eintrag, wenn die durch obige Formeln angegebenen Maschinenpreise selbst nicht überall und nicht immer genau passen; ich habe diesen Umstand bereits wiederholt betont und werde noch im weiteren Verlaufe dieser Zeilen Gelegenheit haben, zu zeigen, dass diess seine Richtigkeit hat.

α) $N = 7$; $ns = 30$ $c = 33$ Met. Ohne Condensation.

$s_1/s =$	0,7	0,6	0,5	0,4	0,33	0,3
$O \begin{cases} p_1 = 2 \\ p_1 = 3 \\ p_1 = 4 \\ p_1 = 6 \end{cases}$. 0,0391 0,0426 0,0485 0,0590 0,0349 0,0192	. . . 0,0404 0,0216	. . . 0,0143 0,0233
$D \begin{cases} p_1 = 2 \\ p_1 = 3 \\ p_1 = 4 \\ p_1 = 6 \end{cases}$. 0,227 0,236 0,252 0,278 0,214 0,159	. . . 0,230 0,168	. . . 0,241 0,175
$S \begin{cases} p_1 = 2 \\ p_1 = 3 \\ p_1 = 4 \\ p_1 = 6 \end{cases}$. 0,0880 0,0848 0,0825 0,0815 0,0726 0,0663	. . . 0,0717 0,0649	. . . 0,0715 0,0645
$K \begin{cases} p_1 = 2 \\ p_1 = 3 \\ p_1 = 4 \\ p_1 = 6 \end{cases}$. 978 942 917 906 807 736	. . . 797 721	. . . 794 717
$W \begin{cases} p_1 = 2 \\ p_1 = 3 \\ p_1 = 4 \\ p_1 = 6 \end{cases}$. 1013 1048 1107 1212 1146 1102	. . . 1228 1162	. . . 1287 1204
$w \begin{cases} p_1 = 2 \\ p_1 = 3 \\ p_1 = 4 \\ p_1 = 6 \end{cases}$. 728 709 695 689 745 896	. . . 738 881	. . . 736 877
$W + w \begin{cases} p_1 = 2 \\ p_1 = 3 \\ p_1 = 4 \\ p_1 = 6 \end{cases}$. 1741 1757 1802 1901 1891 1998	. . . 1966 2043	. . . 2023 2081

α') $N = 7$; $ns = 30$ $c = 33$ Met. Mit Condensation.

$s_1/s =$	0,4	0,33	0,3	0,25
$O \begin{cases} p_1 = 2 \\ p_1 = 3 \\ p_1 = 4 \\ p_1 = 6 \end{cases}$	0,0599 0,0362	0,0673 0,0402 0,0286 0,0182	0,0722 0,0428 0,0304 0,0192	. . . 0,0339 0,0213
$D \begin{cases} p_1 = 2 \\ p_1 = 3 \\ p_1 = 4 \\ p_1 = 6 \end{cases}$	0,280 0,218	0,297 0,230 0,193 0,154	0,308 0,237 0,200 0,159	. . . 0,211 0,167
$S \begin{cases} p_1 = 2 \\ p_1 = 3 \\ p_1 = 4 \\ p_1 = 6 \end{cases}$	0,0738 0,0694	0,0725 0,0679 0,0654 0,0634	0,0720 0,0682 0,0650 0,0629	. . . 0,0640 0,0617
$K \begin{cases} p_1 = 2 \\ p_1 = 3 \\ p_1 = 4 \\ p_1 = 6 \end{cases}$	820 771	806 754 727 704	800 758 722 699	. . . 711 686
$W \begin{cases} p_1 = 2 \\ p_1 = 3 \\ p_1 = 4 \\ p_1 = 6 \end{cases}$	1483 1416	1572 1488 1450 1419	1630 1534 1494 1455	. . . 1578 1531
$w \begin{cases} p_1 = 2 \\ p_1 = 3 \\ p_1 = 4 \\ p_1 = 6 \end{cases}$	532 616	526 607 691 866	524 609 688 860	. . . 680 848
$W + w \begin{cases} p_1 = 2 \\ p_1 = 3 \\ p_1 = 4 \\ p_1 = 6 \end{cases}$	2015 2032	2098 2095 2141 2285	2154 2143 2182 2315	. . . 2258 2379

$\beta)$ $N = 20$; $ns = 30$ $c = 40$ Met. Ohne Condensation.

$s_1/s =$	0,6	0,5	0,4	0,33	0,3	0,25
$O \begin{cases} p_1 = 2 \\ p_1 = 3 \\ p_1 = 4 \\ p_1 = 6 \end{cases}$. 0,0916 0,1045 0,1270 0,1536 0,0870 0,0466	. . . 0,0953 0,0501	. . . 0,1137 0,0574
$D \begin{cases} p_1 = 2 \\ p_1 = 3 \\ p_1 = 4 \\ p_1 = 6 \end{cases}$. 0,347 0,370 0,409 0,449 0,338 0,247	. . . 0,354 0,256	. . . 0,386 0,274
$S \begin{cases} p_1 = 2 \\ p_1 = 3 \\ p_1 = 4 \\ p_1 = 6 \end{cases}$. 0,1773 0,1715 0,1690 0,1700 0,1432 0,1259	. . . 0,1425 0,1243	. . . 0, 429 0,1224
$K \begin{cases} p_1 = 2 \\ p_1 = 3 \\ p_1 = 4 \\ p_1 = 6 \end{cases}$. 1970 1904 1878 1889 1691 1399	. . . 1583 1341	. . . 1588 1360
$W \begin{cases} p_1 = 2 \\ p_1 = 3 \\ p_1 = 4 \\ p_1 = 6 \end{cases}$. 2136 2265 2490 2756 2525 2385	. . . 2650 2472	. . . 2926 2655
$w \begin{cases} p_1 = 2 \\ p_1 = 3 \\ p_1 = 4 \\ p_1 = 6 \end{cases}$. 1264 1229 1214 1220 1274 1522	. . . 1269 1505	. . . 1272 1485
$W + w \begin{cases} p_1 = 2 \\ p_1 = 3 \\ p_1 = 4 \\ p_1 = 6 \end{cases}$. 3400 3494 3704 3976 3799 3907	. . . 3919 3977	. . . 4193 4140

 $\beta')$ $N = 20$; $ns = 30$ $c = 40$ Met. Mit Condensation.

$s_1/s =$	0,33	0,3	0,25	0,2
$O \begin{cases} p_1 = 2 \\ p_1 = 3 \\ p_1 = 4 \\ p_1 = 6 \end{cases}$	0,1425 0,0851	0,1528 0,0905 0,0642 0,0406	0,1745 0,1017 0,0718 0,0451	. . . 0,0823 0,0514
$D \begin{cases} p_1 = 2 \\ p_1 = 3 \\ p_1 = 4 \\ p_1 = 6 \end{cases}$	0,432 0,334	0,448 0,344 0,290 0,231	0,478 0,365 0,307 0,243	. . . 0,329 0,260
$S \begin{cases} p_1 = 2 \\ p_1 = 3 \\ p_1 = 4 \\ p_1 = 6 \end{cases}$	0,1397 0,1288	0,1381 0,1269 0,1218 0,1168	0,1366 0,1244 0,1192 0,1138	. . . 0,1167 0,1111
$K \begin{cases} p_1 = 2 \\ p_1 = 3 \\ p_1 = 4 \\ p_1 = 6 \end{cases}$	1552 1431	1534 1410 1353 1298	1518 1382 1324 1264	. . . 1297 1234
$W \begin{cases} p_1 = 2 \\ p_1 = 3 \\ p_1 = 4 \\ p_1 = 6 \end{cases}$	3150 2972	3274 3069 2981 2902	3534 3271 3163 3064	. . . 3415 3290
$w \begin{cases} p_1 = 2 \\ p_1 = 3 \\ p_1 = 4 \\ p_1 = 6 \end{cases}$	825 973	821 961 1113 1426	815 916 1094 1395	. . . 1076 1367
$W + w \begin{cases} p_1 = 2 \\ p_1 = 3 \\ p_1 = 4 \\ p_1 = 6 \end{cases}$	3979 3945	4095 4030 4094 4328	4349 4217 4257 4459	. . . 4491 4657

Um die zum Betriebe einer Dampfmaschine jährlich erforderlichen Brennmaterialkosten zu ermitteln, nehme ich in einem Jahre 300 Betriebstage à 12 Stunden, ferner eine Steinkohle an, von welcher 1 Kilo 7 Kilo Wasser in Dampf verwandelt und 0,6 kr. österr. W. kostet; hienach ergeben sich die jährlichen Brennstoffkosten in Gulden österr. W.

$$K = 3600 \cdot \frac{S}{7} \cdot 300 \cdot 12 \cdot \frac{0,6}{100} = 11110 \text{ S.}$$

Was nun die Berechnung der verschiedenen Dampfmaschinen betrifft, deren Resultate in den mitfolgenden Tabellen zusammengestellt sind, so ist dieselbe nach der vorangegangenen ersten Tabellenreihe I., II. . . . V' durchgeführt, hierbei jedoch überall die Alternativtabelle II. a) statt der ursprünglichen Tabelle II. benützt. Ich habe die in jener Alternativtabelle geschehene Specification der Coefficienten M für verschiedene Maschinengattungen an der betreffenden Stelle beleuchtet.

Die gegenwärtigen Tabellen geben ein gut übersichtliches Bild der Dimensionen, des Dampfverbrauches und der Anschaffungskosten von doppelt wirkenden Dampfmaschinen ver-

schiedener Stärke, Spannung und Füllung, und es lassen sich daraus die öconomisch-günstigsten Füllungsgrade für alle Fälle auf eine leichte Weise deduciren.

Die Bezeichnungen der in diesen Tabellen vorkommenden Buchstaben sollen hier kurz recapitulirt werden:

N normaler Nutzeffect der Maschine in Pferdestärken (an der Maschinenwelle);

n Umgangszahl in 1 Minute;

s Kolbenhub in Meter;

c mittlere Kolbengeschwindigkeit in Meter;

$ns = 30 c$;

s_1/s Füllungsgrad, bei welchem der Nutzeffect N erzielt wird;

O wirksame Kolbenfläche in \square Meter;

D Kolbendurchmesser in Meter;

S Dampfverbrauch mit Einschluss des Dampfverlustes pro 1 Secunde in Kilo;

K die jährlichen Brennstoffkosten;

W die Maschinenherstellungskosten;

w die Dampfkesselkosten, also

$W + w$ die summarischen Kosten der Maschine sammt Kessel; alle diese Geldkosten in Gulden öster. W.

Bei der Ableitung der öconomisch günstigsten Füllungsgrade, welche nachstehend tabellarisch zusammengestellt erscheinen, wurde als Regel festgehalten, dass jeder geringere Füllungsgrad noch öconomisch günstiger ist, als der vorangehende grössere Füllungsgrad, wenn die durch den erstgenannten erzielte jährliche Brennstoffersparniss wenigstens 10% des diessbezüglichen Mehraufwandes an Maschinen- und Kesselkosten ($W + w$) beträgt; z. B.:

Eine Dampfmaschine ohne Condensation von $N = 7$ Pfd. und $p_1 = 4$ Atm. kostet, wenn sie diesen Effect bei der Füllung $s_1/s = 0,4$ erzeckt, sammt Kessel 1891 fl. und verbraucht jährlich Brennstoff im Werthe von 807 fl.; eine Maschine von gleicher Stärke und Spannung bei der Füllung $s_1/s = 0,33$ kostet 1966 fl., also um 75 fl. mehr, verbraucht aber an Brennstoff bloss 797 fl., also um 10 fl. weniger, welche jährliche Ersparniss grösser ist, als 10% der Mehrauslage von 75 fl.; daher wäre hier die Füllung 0,33 öconomisch günstiger, als 0,4.

Wollte man auf $s_1/s = 0,3$ herabgehen, so würde die Maschine 2023 fl., also um 57 fl. mehr kosten, als bei $s_1/s = 0,33$, hingegen würde sie an Brennstoff 794 fl., also bloss um 3 fl. weniger verbrauchen; diese jährliche Ersparniss ist kleiner als 10% der Mehrauslage von 57 fl.; hiemit wäre die Füllung 0,3 schon übertrieben klein. Der Füllungsgrad $s_1/s = 0,33$, ist sonach in diesem Falle günstiger, als der vorangehende (grössere) und als der nachfolgende (kleinere); er wäre also als der günstigste zu bezeichnen, und ist als solcher in der folgenden Tabelle auch notirt; dieselbe entspringt aus einer ähnlichen allgemein durchgeführten Calculation.

Werthe der aus den vorstehenden Tab. abgeleiteten öconomisch günstigsten Füllungsgrade (kleinste Werthe).

N =	Ohne Condensation				Mit Condensation			
	7	20	60	180	7	20	60	180
$p_1 = 2$	0,33	0,30	0,25	0,23
$p_1 = 3$	0,41	0,40	0,39	0,38	0,30	0,25	0,23	0,20
$p_1 = 4$	0,33	0,32	0,31	0,30	0,25	0,22	0,20	0,15
$p_1 = 6$	0,30	0,25	0,23	0,20	0,24	0,20	0,18	0,13

$\gamma) N = 60; ns = 30 c = 48$ Met. Ohne Condensation.

$s_1/s =$	0,5	0,4	0,33	0,3	0,25	0,2
$O \left\{ \begin{array}{l} p_1 = 2 \\ p_1 = 3 \\ p_1 = 4 \\ p_1 = 6 \end{array} \right.$
	0,2370	0,2882	0,3485	0,3938	.	.
	.	.	0,1974	0,2161	0,2581	.
	.	.	.	0,1136	0,1304	0,1555
$D \left\{ \begin{array}{l} p_1 = 2 \\ p_1 = 3 \\ p_1 = 4 \\ p_1 = 6 \end{array} \right.$
	0,558	0,615	0,676	0,719	.	.
	.	.	0,509	0,532	0,582	.
	.	.	.	0,386	0,414	0,452
$S \left\{ \begin{array}{l} p_1 = 2 \\ p_1 = 3 \\ p_1 = 4 \\ p_1 = 6 \end{array} \right.$
	0,3985	0,3909	0,3939	0,4001	.	.
	.	.	0,3210	0,3191	0,3206	.
	.	.	.	0,2707	0,2658	0,2618
$K \left\{ \begin{array}{l} p_1 = 2 \\ p_1 = 3 \\ p_1 = 4 \\ p_1 = 6 \end{array} \right.$
	4427	4343	4376	4445	.	.
	.	.	3566	3545	3562	.
	.	.	.	3008	2953	2909
$W \left\{ \begin{array}{l} p_1 = 2 \\ p_1 = 3 \\ p_1 = 4 \\ p_1 = 6 \end{array} \right.$
	4156	4566	5048	5410	.	.
	.	.	4629	4853	5357	.
	.	.	.	4532	4868	5370
$w \left\{ \begin{array}{l} p_1 = 2 \\ p_1 = 3 \\ p_1 = 4 \\ p_1 = 6 \end{array} \right.$
	2591	2545	2563	2601	.	.
	.	.	2607	2593	2604	.
	.	.	.	3042	2991	2949
$W + w \left\{ \begin{array}{l} p_1 = 2 \\ p_1 = 3 \\ p_1 = 4 \\ p_1 = 6 \end{array} \right.$
	6747	7111	7611	8011	.	.
	.	.	723	7446	7961	.
	.	.	.	7574	7859	8319

$\gamma') N = 60; ns = 30 c = 48$ Met. Mit Condensation.

$s_1/s =$	0,33	0,3	0,25	0,2
$O \left\{ \begin{array}{l} p_1 = 2 \\ p_1 = 3 \\ p_1 = 4 \\ p_1 = 6 \end{array} \right.$	0,3210	0,3443	0,3931	.
	0,1916	0,2039	0,2290	.
	.	0,1448	0,1616	0,1854
	.	0,0917	0,1017	0,1158
$D \left\{ \begin{array}{l} p_1 = 2 \\ p_1 = 3 \\ p_1 = 4 \\ p_1 = 6 \end{array} \right.$	0,649	0,672	0,718	.
	0,501	0,517	0,548	.
	.	0,436	0,460	0,493
	.	0,347	0,365	0,390
$S \left\{ \begin{array}{l} p_1 = 2 \\ p_1 = 3 \\ p_1 = 4 \\ p_1 = 6 \end{array} \right.$	0,3035	0,3000	0,2953	.
	0,2770	0,2717	0,2648	.
	.	0,2591	0,2513	0,2440
	.	0,2463	0,2382	0,2304
$K \left\{ \begin{array}{l} p_1 = 2 \\ p_1 = 3 \\ p_1 = 4 \\ p_1 = 6 \end{array} \right.$	3372	3333	3281	.
	3078	3019	2942	.
	.	2879	2792	2711
	.	2736	2646	2560
$W \left\{ \begin{array}{l} p_1 = 2 \\ p_1 = 3 \\ p_1 = 4 \\ p_1 = 6 \end{array} \right.$	5890	6123	6611	.
	5554	5739	6115	.
	.	5576	5912	6388
	.	5431	5731	6154
$w \left\{ \begin{array}{l} p_1 = 2 \\ p_1 = 3 \\ p_1 = 4 \\ p_1 = 6 \end{array} \right.$	1566	1550	1529	.
	1862	1830	1789	.
	.	2143	2085	2030
	.	2786	2701	2619
$W + w \left\{ \begin{array}{l} p_1 = 2 \\ p_1 = 3 \\ p_1 = 4 \\ p_1 = 6 \end{array} \right.$	7456	7673	8140	.
	7416	7569	7904	.
	.	7719	7997	8418
	.	8217	8432	8773

δ) $N = 180$; $ns = 30$ $c = 56$ Met. Ohne Condensation.

$s_1/s =$	0,5	0,4	0,33	0,3	0,25	0,2
$O \begin{cases} p_1 = 2 \\ p_1 = 3 \\ p_1 = 4 \\ p_1 = 6 \end{cases}$
	0,5867	0,7131	0,8625	0,9747	.	.
	.	.	0,4886	0,5350	0,6388	.
	.	.	.	0,2812	0,3226	0,3849
$D \begin{cases} p_1 = 2 \\ p_1 = 3 \\ p_1 = 4 \\ p_1 = 6 \end{cases}$
	0,877	0,967	1,065	1,131	.	.
	.	.	0,800	0,838	0,915	.
	.	.	.	0,607	0,650	0,710
$S \begin{cases} p_1 = 2 \\ p_1 = 3 \\ p_1 = 4 \\ p_1 = 6 \end{cases}$
	1,0387	1,0164	1,0253	1,0425	.	.
	.	.	0,8158	0,8101	0,8138	.
	.	.	.	0,6721	0,6561	0,6448
$K \begin{cases} p_1 = 2 \\ p_1 = 3 \\ p_1 = 4 \\ p_1 = 6 \end{cases}$
	11540	11292	11391	11582	.	.
	.	.	9054	9000	9041	.
	.	.	.	7467	7289	7164
$W \begin{cases} p_1 = 2 \\ p_1 = 3 \\ p_1 = 4 \\ p_1 = 6 \end{cases}$
	9474	10485	11680	12578	.	.
	.	.	10643	11200	12416	.
	.	.	.	10404	11232	12478
$w \begin{cases} p_1 = 2 \\ p_1 = 3 \\ p_1 = 4 \\ p_1 = 6 \end{cases}$
	6432	6298	6352	6455	.	.
	.	.	6318	6276	6304	.
	.	.	.	7257	7089	6970
$w + M \begin{cases} p_1 = 2 \\ p_1 = 3 \\ p_1 = 4 \\ p_1 = 6 \end{cases}$
	15906	16783	18032	19033	.	.
	.	.	16961	17476	18750	.
	.	.	.	17661	18321	19448

δ') $N = 180$; $ns = 30$ $c = 56$ Met. Mit Condensation.

$s_1/s =$	0,3	0,25	0,2	0,15
$O \begin{cases} p_1 = 2 \\ p_1 = 3 \\ p_1 = 4 \\ p_1 = 6 \end{cases}$	0,8514	0,9720	1,1517	.
	0,5041	0,5664	0,6560	.
	.	0,3997	0,4585	0,5512
	.	0,2515	0,2862	0,3396
$D \begin{cases} p_1 = 2 \\ p_1 = 3 \\ p_1 = 4 \\ p_1 = 6 \end{cases}$	1,057	1,129	1,229	.
	0,813	0,862	0,928	.
	.	0,723	0,775	0,850
	.	0,574	0,613	0,667
$S \begin{cases} p_1 = 2 \\ p_1 = 3 \\ p_1 = 4 \\ p_1 = 6 \end{cases}$	0,7450	0,7301	0,7198	.
	0,6668	0,6463	0,6269	.
	.	0,6093	0,5872	0,5684
	.	0,5846	0,5612	0,5395
$K \begin{cases} p_1 = 2 \\ p_1 = 3 \\ p_1 = 4 \\ p_1 = 6 \end{cases}$	8277	8111	7997	.
	7408	7180	6965	.
	.	6769	6524	6315
	.	6495	6235	5994
$W \begin{cases} p_1 = 2 \\ p_1 = 3 \\ p_1 = 4 \\ p_1 = 6 \end{cases}$	13954	15160	16957	.
	12902	13936	15280	.
	.	13434	14610	16464
	.	12985	14026	15628
$w \begin{cases} p_1 = 2 \\ p_1 = 3 \\ p_1 = 4 \\ p_1 = 6 \end{cases}$	3553	3485	3439	.
	4201	4078	3961	.
	.	4770	4604	4463
	.	6338	6093	5865
$w + M \begin{cases} p_1 = 2 \\ p_1 = 3 \\ p_1 = 4 \\ p_1 = 6 \end{cases}$	17507	18645	20396	.
	17103	18014	19241	.
	.	18204	19214	20927
	.	19323	20119	21493

Es ist wohl zu beachten, dass die Ansätze dieser Tabelle der Annahme sehr billiger Maschinen, eines starken Betriebes und überhaupt so ziemlich allen Umständen entsprechen, die einen möglichst geringen Füllungsgrad zur Erzielung der Normalleistung gestatten. Es dürfte kaum rätlich sein, unter diese Füllungsgrade jemals noch herabzugehen, wenn man es mit eincylindrigen doppelt wirkenden Dampfmaschinen mit der üblichen Schiebersteuerung zu thun hat. Nur die Woolf'schen und die Corliss-Maschinen gestatten die Anwendung noch etwas geringerer Füllungsgrade zur Erzielung ihrer Normalleistung, u. z. die letzteren wegen ihres sehr geringen schädlichen Raumes, die Woolf'schen Maschinen aus einem bisher nicht hinlänglich erkannten Grunde, welcher nach Professor G. Schmidt darin liegen dürfte, dass bei etwa halber Füllung im kleinen Cylinder die Temperaturdifferenz des Hinter- und Vorder-Dampfes, und somit auch die Condensation an den Cylinder-Wandungen, bei beiden Cylindern weit kleiner ist, als bei Anwendung eines einzigen Cylinders, ausserdem aber der Expansions-Cylinder immer mit Dampfhemd versehen ist. Vergleicht man die Ziffern der obigen Tabelle mit den

Ergebnissen meiner analogen Betrachtung v. J. 1864, so findet man sie sehr nahe übereinstimmend mit den dort angesetzten „beiläufigen kleinsten Werthen der öconomisch günstigsten Füllungsgrade.“

Von den damals auf Grundlage bedeutend höherer Maschinenpreise, aber auch eines starken Maschinenbetriebes entwickelten „beiläufigen Mittelwerthen der öconomisch günstigsten Füllungsgrade“ weichen die Angaben der vorstehenden Tabelle nur so weit ab, dass man diese Mittelwerthe auch heute in den meisten Fällen mit Vortheil anzuwenden hätte.

Diese beiläufigen Mittelwerthe will ich hier recapituliren und in den vorhin erwähnten beiden Richtungen gleichzeitig

Beiläufige Mittelwerthe der öconomisch günstigsten Füllungsgrade.

$N =$	Ohne Condensation				Mit Condensation			
	7	20	60	180	7	20	60	180
$p_1 = 2$	0,40	0,36	0,33	0,31
$p_1 = 3$	0,50	0,48	0,46	0,45	0,37	0,34	0,30	0,28
$p_1 = 4$	0,40	0,36	0,33	0,32	0,33	0,31	0,28	0,25
$p_1 = 6$	0,36	0,33	0,31	0,30	0,32	0,30	0,25	0,23

ergänzen. Die dort besonders auch berücksichtigten eincylindrigen doppelt wirkenden Condensationsmaschinen mit Balancier will ich jedoch hier ausser Acht lassen, da man solche heutzutage ohnehin so viel als gar nicht mehr baut.

Ich habe in dem zugehörigen Aufsätze Punet für Punet angeführt, und auch hier wieder erwähnt, unter welchen Umständen man von diesen „Mittelwerthen“ auf die obigen „kleinsten Werthe“ der Füllungsgrade mit Vortheil herabgehen kann, so wie ich auch diejenigen Fälle bezeichnete, in welchen man noch grössere Füllungen, als diese „Mittelwerthe“ zur Erzielung der Normalleistung mit Vortheil anzuwenden hätte.

Es sind diess hauptsächlich die Fälle eines mässigen Betriebes und billig zu habenden Brennmateriails.

Auch die weiteren Schlüsse meiner damaligen Betrachtung bleiben unbeirrt.

Die zugehörige Kritik der Condensationsmaschinen entgegen den Maschinen ohne Condensation erfordert jedoch hier ein Nachwort. Ich sagte damals wörtlich, dass diese Kritik „im Allgemeinen selbstverständlich, im Detail aber etwas prekär ist, da sie nur unter der Bedingung richtig sein kann, wenn in meinen specialisirten Kostenformeln die Condensationsmaschinen entgegen den Maschinen ohne Condensation in ein richtiges Verhältniss gestellt sind.“

Dieses Verhältniss ist nun auch wirklich den Condensationsmaschinen heutzutage viel günstiger als damals, indem die Maschinen überhaupt jetzt sehr billig, und da insbesondere die jetzt üblichen Condensationsvorrichtungen an sich sehr einfach sind, mit den Maschinen in den meisten Fällen auf eine sehr leichte Art verbunden, also auch in dieser Beziehung viel wohlfeiler hergestellt werden können, als die früher üblich gewesenen complicirteren Apparate dieser Art.

Wenn man noch beachtet, dass der Condensator zugleich vorgewärmtes Wasser für den Kessel liefert, wodurch die Herstellung eines besonderen Speisewasservorwärmers gänzlich umgangen wird, so muss sich herausstellen, dass die Anwendung der Condensation heutzutage in einem weiten Umfange rentabel sein muss, und namentlich in einem weiteren Umfange als vormalis. In der That zeigt eine nähere Einsicht in die vorausgeschickten Tabellen α , β . . . , dass die Mehrkosten der Condensationsmaschinen durch die auf ihrer Seite stehende jährliche Brennstoffersparniss auch für Maschinen von $N=7$ Pferdestärken bei mässigen Dampfspannungen noch hinreichend, bei der Admissionsspannung $p_1 = 6$ Atm. allerdings eben nur noch gelohnt werden.

Die Rentabilität der Condensationsvorrichtung dürfte unter den jetzigen Verhältnissen bei den üblichen Spannungen (etwa 3 — 5 Atmosphären Kesselüberdruck) bis zu Maschinenstärken von 5 Pfrdkft. herabgehen. Demgemäss sollte man heutzutage die Condensation bei allen stationären Maschinen anwenden, zu denen das nothwendige Injectionswasser leicht geschafft werden kann; auszunehmen wären bloss die kleinsten und dann diejenigen Maschinen, welche häufige Stillstände erleiden, wie z. B. die Aufzugsmaschinen im Allgemeinen und die Schachtfördermaschinen insbesondere.

Anlage, Kosten und Resultate

einer Warmwasserheizung in der königl. sächs. Heilanstalt Sonnenstein. Ausgeführt von der Maschinenfabrik des Herrn J. S. Petzholdt in Döhlen bei Dresden.

(Mit Zeichnungen auf Blatt Nr. 24 u. 25.)

Mitgetheilt von

G. R. v. Winiwarter.

Warmwasserheizungen haben als Centralheizanlagen für öffentliche Gebäude und Fabriken so unbestrittene Vorzüge vor jeder andern Art Centralheizung, dass es sich gewiss der Mühe lohnt, gut ausgeführte derartige Heizungen näher zu studiren und vorkommenden Falls auch nachzuahmen. — Die wenigen Warmwasserheizungen, welche bis nun in Oesterreich ausgeführt wurden, haben nach den Andeutungen, welche ich Gelegenheit hatte zu bekommen, so enorme Anlagskosten verursacht, dass es mir wichtig und interessant erschien, in Sachsen, wo sich mein Freund J. S. Petzholdt in Döhlen mit Einrichtung von Warmwasserheizungen seit längerer Zeit beschäftigt, nähere Erkundigungen hierüber einzuziehen.

Ich erhielt mit anerkennenswerther Bereitwilligkeit nicht nur jede gewünschte Auskunft, sondern Herr Petzholdt hatte auch die Güte mir Zeichnungen und sämtliche Anhaltspunkte für Beurtheilung solcher Heizanlagen mitzutheilen und mir auch zu gestatten, von diesen Mittheilungen durch Veröffentlichung derselben in unserer Zeitschrift geeigneten Gebrauch zu machen.

Eine derartige Anlage ist die Warmwasserheizung der königl. sächs. Heilanstalt Sonnenstein, deren Gebäudedurchschnitt und Grundrisse sämtlicher Stockwerke auf dem Zeichnungsblatte Nr. 24 dargestellt sind, und in nachfolgender Tabelle I. findet man die einzelnen Localitäten, die sie durchziehenden Heizröhren ihren Dimensionen nach und den mit denselben zu heizenden cubischen Raum besonders angeführt. Den Durchmesser oder die lichte Weite der einzelnen Heizröhren findet man in der 5. Colonne dieser Tabelle angegeben, und man sieht, dass eben in der Weite dieser Röhren von $5\frac{1}{2}$ '' und 4'' sächs. = 0,12925 und 0,094 Meter der Hauptunterschied dieser Warmwasserheizung von so vielen andern ähnlichen Anlagen liegt, welche nur schmiedeiserne Röhren von bedeutend kleinerem Caliber verwendet zeigen.

Der ganze mit dieser Centralheizung zu erwärmende Raum hat einen Cubik-Inhalt von 78115 Cubikfuss und die ganze heizende Röhrenfläche misst 1067,4 Quadratfuss, so dass durchschnittlich Ein Quadratfuss Röhrenoberfläche 73,18 Cubikfuss Zimmerraum zu heizen hat. — Wie die letzte Rubrik in der Tabelle aber zeigt, sind die Verhältnisse der heizenden Röhren zum cubischen Inhalt der Räumlichkeiten nicht in allen Stockwerken gleich; sondern je näher die horizontale Leitung dem Kessel ist, desto höher wird die Temperatur des in dieser Röhrenleitung circulirenden Wassers sein, daher wird auch die Röhrenoberfläche um so wärmer sein, und Ein Quadratfuss Rohrfläche kann auch mehr Cubikfuss erwärmen.

Die horizontalen Heizröhren sind in jedem Stockwerke durch je 2 Sperrventile von der Wassercirculation auszuscheiden, und es ist daher ganz gut möglich entweder Ein

Tabelle I.

Stockwerk	Zimmer		Geheizt mittelst Röhren			Heizende Fläche		Cubik-Fuss	
		Cubisch. Inhalt Cub.-Fuss		Dtr. Zoll	Länge Fuss	Einzeln □ Fuss	Zusammen □ Fuss		
Souterrain nicht zu heizen									
I. Stock	a)	5640	Steigröhre	5 1/2"	13,5'	23,7	78,7	71,6	Durchschnittlich heizt im I. Stock 1 Quadrat- Fuss Rohrfläche: 77,6 Cubik-Fuss.
			Horizontalröhre....	4"	42,1'	55,0			
	b)	5570	Rückgangrohr	5 1/2"	13,5'	23,7	72,2		
			Horizontalrohr	4"	37,1'	48,5			
	c)	2780	Horizontalrohr	4"	26,5'	.	34,5		
	d)	2680	" "	"	26,4'	.	34,4		
II. Stock	e)	2680	" "	"	26,4'	.	34,4	62,4	Durchschnittlich heizt im II. Stock 1 Quadratfuss Rohrfläche: 67,3 Cubik-Fuss.
	f)	2780	" "	"	26,5'	.	34,5		
	a)	4900	Steigröhre	5"	13,2'	22,6	78,3		
			Horizontalröhre....	4"	42,7'	55,7			
	b)	4865	Rückgangrohr	5"	13,2'	22,6	71,8		
			Horizontalrohr	4"	37,7'	49,2			
III. Stock	c)	2465	" "	"	26,11'	.	35,2	62,0	Durchschnittlich heizt im III. Stock 1 Quadratfuss Rohrfläche: 64,6 Cubik-Fuss.
	d)	2310	" "	"	26,7'	.	34,7		
	e)	2310	" "	"	26,7'	.	34,7		
	f)	2465	" "	"	26,11'	.	35,2		
	a)	4750	Steigröhre	4 1/2"	14,1'	20,3	76,6		
			Horizontalröhre....	4"	43,1'	56,3			
IV. Stock	b)	4700	Rückgangsröhre ...	4 1/2"	15,2'	21,8	71,6	65,5	Raum e soll nur wenig geheizt werden.
			Horizontalröhre....	4"	38,1'	49,8			
	c)	2410	" "	"	27,5'	.	35,8		
	d)	2200	" "	"	26,10'	.	35,0		
	e)	2200	" "	"	26,10'	.	35,0		
	f)	2410	" "	"	27,5'	.	35,8		
	a)	4300	Steigröhre	4"	9,6'	12,6	66,1	70,5	
			Horizontalröhren...	4"	41,2'	53,5			
	b)	4150	Rückgangsröhre ...	4"	10,1'	13,1	58,8		
			Horizontalröhre....	4"	35,2'	45,7			
	c)	9550	Horizontalröhre....	4"	43,2'	.	56,1	170,2	

Ein Quadratfuss Oberfläche kommt auf Cubikfuss geheizten Raum:

Ein Quadratfuss Oberfläche kommt auf Cubikfuss geheizten Raum:

Stockwerk ganz allein, oder 2 oder alle Stockwerke zugleich zu heizen. Die einzelnen Zimmer in den Stockwerken sind bei dieser Anlage nicht besonders zu heizen, aber es ist wohl leicht zu begreifen, dass man ebensogut die einzelnen Zimmer, wie die ganzen Stockwerke aus der Circulation ausscheiden kann; nur müssen zu diesem Zweck dann mehrere Aufsteigrohren und Rückgangrohren gemacht und ihre Verbindung durch eine ziemlich bedeutende Zahl von Sperrventilen herzustellen sein, was natürlich die Anlagekosten einer solchen Heizung bedeutend erhöhen würde. Wie der Gebäudedurchschnitt *ABA'B'* auf dem Zeichnungsblatte Nr. 24 zeigt, sind bei dieser Anlage bloss zwei verticale Röhrenstränge und zwar: der eine, das heisse Wasser vom höchsten Punkte des Dampfkessels, vom Dom, nach aufwärts führende; und der zweite verticale Röhrenstrang, welcher von dem auf dem Dachboden aufgestellten offenen Wasserreservoir das kalte Wasser

nach dem tiefsten Punkte des im Keller eingemauerten Dampfkessels abwärts führt; in der Tabelle wurde ersteres als Steigrohr, das zweite als Rückgangrohr bezeichnet.

An diese beiden verticalen Röhrenstränge schliesst sich in den einzelnen Stockwerken jede der horizontalen Heizrohrleitungen der Art an, dass nach der Länge der ganzen Horizontalleitung ein gleichförmiger regelmässiger Fall von dem Steigrohr ab beginnend längs der ganzen Horizontalleitung das erhitze Wasser durch sämtliche Räume eines Stockwerks nach dem 2. verticalen Röhrenstrange, dem Rückgangrohr, führt.

Würde in einem Locale eine besonders höhere Temperatur erforderlich sein, so dass eine einfache Durchführung eines solchen horizontalen Röhrenstranges diesem besondern Zwecke nicht genügen könnte: so muss in diesem Raume die heizende Röhrenoberfläche durch ein schlangenförmiges Her-

umführen, oder durch ein spiralförmiges Auf- und Abwärts-leiten des heissen Wassers dem zu erreichenden Zwecke entsprechend vermehrt werden. Dann ist es aber auch nothwendig, durch besondere Ablasshähne und Ventile dafür Sorge zu tragen, dass auch aus einem solchen Schlangen- oder Spiralrohre die Luft beim Füllen der Rohre, und das Wasser, wenn die Heizung im Sommer ausser Betrieb gesetzt werden soll, vollständig herausgebracht werden kann.

Abgesehen von diesen besondern Einrichtungen, welche in einzelnen Fällen ziemlich viel Ueberlegung und Aufmerksamkeit erfordern, kann der die Warmwasserheizung projectirende Ingenieur rücksichtlich der Höhe, in welcher er die horizontale Leitung von dem verticalen Steigrohr abzweigen lässt, verschiedener Ansicht sein, und zur Vermehrung des zu erreichenden Heizzweckes noch besondere Einrichtungen und Vorrichtungen für nothwendig halten. Im Ganzen sind aber solche Einrichtungen nicht als Normale allgemein giltig hinzustellen, sondern müssen dem besondern Zweck, für welches ein Gebäude oder in demselben einzelne Wohnräume bestimmt sind, angepasst werden.

Derartige Verschiedenheiten richtig erfassend und den besondern Verhältnissen entsprechend alle technischen Hilfsmittel anwendend, um einen gegebenen Zweck auch mit der Warmwasserheizung vollständig erreichen zu können, wird der talentvolle Ingenieur manches Eigenthümliche angeben und erfinden müssen, was dann aber auch selbst zur Hauptsache werden kann, weil ohne solche besondere Einrichtungen die Warmwasserheizung dem besondern Zwecke sonst nicht entsprechen könnte, und in solchen Momenten werden sich die

einzelnen Anlagen auch nicht gleichen. Es ist daher wünschenswerth, dass für verschiedene Zwecke ausgeführte Warmwasserheizungen besonders veröffentlicht werden und die erreichten Resultate durch einfaches Zusammenstellen der Temperaturgrade, wie sie beobachtet wurden, gleichzeitig auch mitgetheilt würden.

Sieht man z. B. in diesem Falle die in der Tabelle II zusammengestellten Thermometergrade als Erfahrungsergebnisse einer 4jährigen Verwendung der eben mitgetheilten Heizanlage genau an, so wird man nicht in Abrede stellen können, dass diese Anlage dem Zwecke des Krankenhauses ganz vorzüglich entsprochen hat, denn mit sehr geringen Kosten ist da eine gleichförmige Erwärmung erzielt worden und es würde selbst beim unvorsichtigsten heftigsten Heizen des Dampfkessels keine grössere Erwärmung der Säle als bis auf 15 oder 16 Grad Réaumur erzielt worden sein. Um aber dieses Resultat zu erreichen, war ein vorhergehendes 4 bis 5 stündiges Heizen nothwendig und es ist somit klar, dass, wenn ein Locale als Kanzlei in einer kürzeren Zeit auf eine etwas höhere Temperatur mit derselben Heisswasserheizung hätte gebracht werden müssen, zu diesem Zweck noch besondere Einrichtungen zu machen gewesen wären.

Bei der gezeichneten Heizanlage wurden die horizontalen Heizrohre in der Höhe ober den Thüren durch die einzelnen Locale durchgeleitet, und wenn diese Anordnung für den vorliegenden Fall als eine ganz zweckentsprechende und als die einfachste bezeichnet werden kann, so wird sie doch nicht in allen Fällen als die unbedingt beste, allgemein nachzunehmende hingestellt werden können.

Tabelle II.

Winter	1860—1861						1861—1862						1862—1863						1863—1864						Winter		
Totalverbrauch für 21 Räume	780 Scheffel Kohle u. $\frac{1}{2}$ Klfr. Scheitholz.						677 Scheffel Kohle u. $\frac{1}{2}$ Klfr. Scheitholz.						756 Sch. Kohle u. $\frac{3}{4}$ Klfr. Scheitholz.						811 Sch. Kohle u. $\frac{3}{4}$ Klfr. Scheitholz.						während der ganzen Zeit		
Monat	Temperatur Reaumur				Geldbetrag pr. Tag		Temperatur Reaumur				Geldbetrag pr. Tag		Temperatur Reaumur				Geldbetrag pr. Tag		Temperatur Reaumur				Geldbetrag pr. Tag		Monat		
	Im Freien um 5 Uhr Früh	In den Zimmern					Im Freien um 5 Uhr Früh	In den Zimmern					Im Freien um 5 Uhr Früh	In den Zimmern					Im Freien um 5 Uhr Früh	In den Zimmern							
		Früh 5 Uhr						Früh 5 Uhr						Früh 5 Uhr						Früh 5 Uhr							
																										Gr.	Pf.
October	+ 4°			+ 9 $\frac{1}{2}$	9 3			+ 4°			+ 8 $\frac{1}{2}$	9 5			+ 4°			+ 8°	13 5			+ 4 $\frac{1}{2}$			+ 8 $\frac{1}{2}$	8 5	October
Novemb.	+ 3 $\frac{1}{2}$			+ 9 $\frac{1}{2}$	12 3			+ 2 $\frac{1}{2}$			+ 8 $\frac{1}{2}$	13 5			+ 3			+ 7 $\frac{1}{2}$	15 5			+ 1			+ 7	16 5	Novemb.
Decemb.	- 4			+ 7	17 3			+ 1 $\frac{1}{2}$			+ 7 $\frac{1}{2}$	17 5			- $\frac{1}{2}$			+ 7	21 5			- 1 $\frac{1}{2}$			+ 7	22 5	Decemb.
Jänner	- 8 $\frac{1}{2}$			+ 6 $\frac{1}{2}$	18 3			- 3			+ 6 $\frac{1}{2}$	18 7			+ 1			+ 7	21 5			- 5			+ 7	26 5	Jänner
Februar	+ 1			+ 7 $\frac{1}{2}$	16 3			+ $\frac{1}{2}$			+ 7 $\frac{1}{2}$	17 5			+ 2			+ 7	17 5			- 4			+ 7	24 5	Februar
März	+ 5			+ 9 $\frac{1}{2}$	12 3			+ 2			+ 8 $\frac{1}{2}$	13 5			+ 4 $\frac{1}{2}$			+ 8	15 5			+ $\frac{1}{2}$			+ 7 $\frac{1}{2}$	18 5	März
April	+ 7			+ 6 $\frac{1}{2}$	10 3			+ 4 $\frac{1}{2}$			+ 10	9 5			+ 4			+ 8 $\frac{1}{2}$	11 5			+ 2			+ 8 $\frac{1}{2}$	16 5	April
Mai	+ 8			+ 11 $\frac{1}{2}$	12 3			-			-	-			+ 6			+ 9	9 5			+ 3 $\frac{1}{2}$			+ 9 $\frac{1}{2}$	8 5	Mai
Nach 3 — 5stündigem Heizen stets 11 — 14 Grad.																											
Nach 3 — 5stündigem Heizen stets 12 — 15 Grad.																											
Nach 3 — 5stündigem Heizen stets 12 — 16 Grad.																											

Anmerkung: Zur Heizung wurde stets dieselbe Sorte Braunkohle verwendet, deren Anschaffungspreis pr. Scheffel = 4 Neugroschen constant blieb.

Die Heizkosten ergaben auf 1000 Cubikfuss zu heizenden Raum in den 3 kältesten Monaten einen durchschnittlich täglichen Betrag von 2,2 Groschen und in den 4 andern Monaten durchschnittl. 1,3 bis 1,5 Groschen.

Für die mitgetheilte Heizanlage ist noch die Grösse des Dampfkessels, seine Armatur und allgemeine Bauart, so wie die Einmauerung desselben von Interesse und es ist zu diesem Zweck auf Blatt Nr. 25 der Dampfkessel mit allen nöthigen Details im Maassstabe von $\frac{1}{32}$ der natürlichen Grösse in 3 Durchschnitten dargestellt worden. Man sieht, dass der Kessel aus zwei gleichgrossen cylindrischen Röhren von 27" Dtr. zusammengesetzt ist, dessen unterer Theil um 15" kürzer als der obere gehalten wurde.

Während der untere Kessel vollkommen horizontal liegt, ist der obere Kessel nach hinten um 3 Zoll geneigt, und auf dem vorderen Theil dieses Kessels steht der Dom, dessen Oberboden als Mannlochdeckel ganz abgenommen werden kann und das ansteigende Heizrohr trägt. Man sieht an diesem Kessel kein Sicherheitsventil, keinen Wasserstandszeiger, keinen Manometer und keinerlei Speiseventil. Alle diese bei einem Dampfkessel unerlässlichen Armaturtheile sind hier ganz überflüssig, weil der ganze Kessel vollständig immer mit Wasser angefüllt bleibt, sich nie in diesem Kessel Dampf entwickeln darf und der unveränderliche Druck, dem er stets ausgesetzt ist, der Höhe der Wassersäule vom Wasserspiegel des auf dem Dachboden stehenden Reservoirs bis zum tiefsten Punct des Kessels entspricht, dieser Druck aber auch nie überschritten werden kann. Obwohl in der Zeichnung kein Wasserablassrohr und Hahn angegeben ist, so muss ein solches doch vorhanden sein, um den Kessel und mit ihm sämtliche Heizröhren vollständig entleeren zu können.

Das Rückflussrohr, welches vom Boden des Wasserreservoirs auf dem Dachboden abgeht, und in den unteren Kessel noch auf $\frac{2}{3}$ seiner Länge fortgesetzt ist, giesst das kalte oder abgekühlte Wasser am Boden des Kessels aus, und durch die vom Feuer bestrichenen Kesselwände wird es nach und nach erwärmt und steigt im Kessel selbst bis zum Domdeckel, von wo das heisse Wasser durch die verticale Steigröhre weiter aufwärts geht, bis es beim Ueberkochen durch das gegen das offene Dachbodenreservoir ausmündende Knierohr in das Reservoir selbst ausfliessen kann. Da das Wasser überkochen kann, und eine gewisse Quantität auch an der Mündung der Steigröhre immer verdunstet wird, muss der auf diese Art und durch allfällige Undichtigkeiten der Heizröhren sich ergebende Wasserverlust aus dem Dachbodenreservoir wieder ersetzt werden.

Das am Dachboden aufgestellte Wasserreservoir muss daher eine diesem Verluste entsprechende Grösse haben, und von Zeit zu Zeit auf irgend eine Art nachgefüllt werden können. — Zu diesem Zweck ist auch bei dieser Heizanlage eine Speisepumpe mitgeliefert worden.

Der Kesselrost ist ein gewöhnlicher Treppenrost von 4 Quadratfuss Fläche, während die ganze Heizfläche des Kessels 48 Quadratfuss beträgt. Ein Quadratfuss Kesselheizfläche entspricht 22 Quadratfuss Heizrohrfläche; und da 1 Quadratfuss Heizrohrfläche auf 73 Cubikfuss zu heizenden Raum kommt: so sind bei der hier besprochenen Heizanlage auf je 1606 Cubikfuss zu heizenden Raum 1 Quadratfuss Kesselheizfläche gerechnet worden.

Sämmtliche Heizrohre sind von Gusseisen und die Gesamtkosten dieser Wasserheizanlage stellten sich nicht höher als auf 1842 Thaler, was auf je 1000 Cubikfuss zu heizenden Raum 26,4 Thaler Anlagekosten ergibt.

Die Communal-Bauten der Stadt Brüssel.

(Mit Zeichnungen auf Bl. 26.)

Die rasche Zunahme der Bevölkerungszahl in grossen Städten — vorzugsweise durch Aenderung der Verkehrrhältnisse und durch den enormen Aufschwung der gewerblichen Thätigkeit hervorgerufen — ist eine der eigenthümlichsten Erscheinungen unserer Zeit. Diese Erscheinung tritt vielleicht an keinem anderen Puncte Europa's so kräftig ausgeprägt hervor, als in Brüssel.

Während nämlich der Zuwachs in London, Paris und Wien etwa gleichen Schritt hält, und auffallenderweise in jeder dieser drei Hauptstädte Jahr für Jahr sehr nahe 1,8 Percent *) der Einwohnerzahl beträgt, so steigert sich die Bevölkerung der Metropole Belgiens jährlich um mehr als 2,5 Percent.

Brüssel nebst Umgebung zählte nämlich:

im Jahre 1800 —	76,426 Einwohner
„ „ 1830 —	120,981 „
„ „ 1863 schon	300,341 „

Selbstverständlich musste dieser enorme Zuwachs nicht nur eine bedeutende Ausdehnung der Stadt, sondern auch die enge Zusammendrängung der Bewohner in den älteren Districten zur Folge haben.

Auf die Erweiterung Brüssels hat der im Juli 1860 erfolgte Wegfall des städtischen Octroi's und des damit verknüpften Absperrsystems äusserst fördernd eingewirkt. Ueberdies ist man schon seit längerer Zeit bei den Erweiterungsbauten rationell vorgegangen. Die neuen Stadttheile sind nach einheitlichen Plänen entworfen und ausgeführt, von regelmässigen breiten Gassen durchzogen. Grosse Parkanlagen, sowie weite Boulevards vermitteln die Zuführung von frischer Luft, und auch dem Schönheitssinn ist durch eine Anzahl von Monumental- und Luxusbauten volle Rechnung getragen.

Desto schlimmer steht es mit den alten Stadttheilen, namentlich mit jenen, welche von einem kleinen Flusse — der Senne — durchzogen sind. Dieser District mit seinen

*) Die Bevölkerung Londons betrug:

im Jahre 1851 —	2,362,234 Einwohner
„ „ 1856 —	2,803,634 „
„ „ 1865 —	3,067,500 „

Für Paris ergab die Volkszählung:

vor Erweiterung des Octrois im Jahre 1851 —	1,053,262 Einwohner
„ „ 1856 —	1,174,346 „
und nach Erweiterung des Octrois im Jahre 1856 —	1,525,942 Einw.
„ „ 1861 —	1,696,141 „

Wien zählte excl. des Militärs innerhalb der Linien:

im Jahre 1845 —	373,236 Einwohner
„ „ 1857 —	476,222 „
„ „ 1864 —	550,294 „

ungerechnet die Gemeinden nächst Wien, deren jetzige Bevölkerung auf 150,000 bis 175,000 Köpfe geschätzt wird.

engen schmutzigen Gassen, mit dumpfen, ungesunden Wohnungen und mit einer halb verkommenen Bevölkerung, bildet den grellsten Contrast zu den hochgelegenen, eleganten Theilen der Stadt. Der soeben erwähnte kleine Fluss, welcher an manchen Stellen auf 8 bis 10 Meter Breite zusammengedrängt und zum Betriebe einiger alten Mühlwerke mehrfach aufgestaut ist, tritt zuweilen aus seinen Ufern, überschwemmt die angrenzenden Grundstücke und treibt das schmutzige Wasser der Unraths-Canäle zurück in die Gassen, ja sogar in einzelne niedrig gelegene Wohnungen.

Allerdings ward schon vor Jahren, um der durch Abstockung der Waldungen vermehrten Ueberschwemmungs-Gefahr entgegen zu wirken, ein künstlicher Seitenarm der Senne rings um die Stadt geführt. Dieser Arm, die Senne genannt, muss jedoch zunächst den nach Charleroi führenden Schiffahrts-Canal, und später, um sich mit dem Hauptarm der Senne wieder zu vereinigen, den Schiffahrts-Canal von Antwerpen mittelst Syphons kreuzen, was ersichtlich beim Andrang grosser Wassermassen durchaus nicht dem Zwecke entsprechen kann. Kürzlich hat man bei letzterer Kreuzung, ausser den früheren drei Syphons, noch zwei neue hinzugefügt, doch auch diese Einrichtung blieb, gleich dem ganzen Querschnitt der künstlichen Senne-Ableitung, durchaus ungenügend, um den zeitweilig rasch anschwellenden Fluss ohne Gefahr durch die Stadt ableiten zu können.

Dazu kommen noch andere Verhältnisse, welche den Zustand der tiefliegenden, ohnehin Luft und Licht entbehrenden Stadttheile geradezu unerträglich machen. Bei höheren Wasserständen der Senne haben nämlich die dortigen Unraths-Canäle in Folge des Rückstaus keinen Abfluss; die Sinkstoffe schlagen sich nieder und es erfolgt eine Entwicklung der schädlichsten Ausdünstungen. Bei niederen Wasserständen hingegen und namentlich im Sommer wird der kleine Fluss durch die Ausmündung der sämtlichen Unraths-Canäle Brüssels in kaum glänzlichem Grade verunreinigt und förmlich in eine Cloake verwandelt. In Folge dessen ist die Sterblichkeit in jenen Stadttheilen sehr gross, schon unter normalen Umständen, namentlich aber zur Zeit von Cholera-Epidemien, welche z. B. in den Jahren 1832, 1849 und wieder im verflossenen Sommer gerade dort zuerst auftraten und sich erst später über andere Districte verbreiteten.

Bis zum 15. September d. J. sind in Brüssel auf 300,000 Einwohner nicht weniger als 7183 Cholerafälle vorgekommen, von denen 4847 einen tödtlichen Ausgang hatten. Vergleicht man diese Ziffern mit jenen der jüngsten Epidemie in Wien, so ergibt sich:

für Brüssel auf 1000 Einwohner etwa 24 Erkrankungsfälle
für Wien innerhalb der Linien auf 1000 Einwohner $6\frac{1}{2}$ Erkrankungsfälle

und ferner:

für Brüssel auf 1000 Einwohner etwa 16 Todesfälle

für Wien auf 1000 Einwohner aber nur $2\frac{1}{2}$ Todesfälle,

so dass im Verhältniss zur Bevölkerungszahl dort etwa vier Mal mehr Erkrankungsfälle und fünf Mal mehr Todesfälle als in Wien vorgekommen sind. *)

*) Nach vorläufiger Zusammenstellung ergaben sich die folgenden Vergleichsziffern für die diesjährige Cholera-Epidemie:

Aber nicht allein die Stadt Brüssel, sondern auch der ganze Landstrich im Flussgebiet der Senne leidet arg unter den vorstehend geschilderten Uebelständen. Noch viele Meilen unterhalb der Stadt verpestet der Fluss in seinem weiteren, dem Wechsel von Fluth und Ebbe unterworfenen Laufe die ganze Umgebung, so dass deshalb dringende und nur zu sehr begründete Klagen seitens der Landstände Brabants erhoben worden sind.

Es wiederholt sich damit ein in neuerer Zeit auch an anderen Orten und namentlich in England beobachteter Vorgang.

Durch allgemeine Einführung der Water-Closets und durch deren Ableitung in die nächstliegenden Gewässer gelingt es allerdings, die städtischen Unreinigkeiten auf die einfachste und in sanitärer Beziehung wirksamste Weise zu entfernen; doch werden hiedurch wieder andere, oft folgenschwere Uebelstände hervorgerufen. Denn einmal gehen damit die werthvollen, im Canalwasser enthaltenen Düngstoffe für landwirthschaftliche Zwecke ganz verloren, während nach naturgemäsem Kreislauf die den Feldern entzogene Kraft ihnen wieder zugeführt werden sollte. Ueberdies verwandelt man die zur Ableitung verwendeten kleinen Flüsse und Bäche in eine Cloake, welche nicht nur den anderweitigen Gebrauch des Wassers für Stadt und Land unmöglich macht, sondern welche sogar die Keime von Krankheiten und Epidemien in weite Districte hinausträgt.

So ward es endlich für die Hauptstadt Belgiens zur unabweislichen Nothwendigkeit, dem Zusammendrängen der Bevölkerung in engen schmutzigen Gassen, der Ueberschwemmungsgefahr, der Verunreinigung des Flusses, der Verpestung eines weiten Landstriches und endlich dem Verluste der werthvollen Düngstoffe, durch eine Reihe von grossartigen Communalbauten entgegen zu wirken.

Zu diesem Zwecke tauchten zahlreiche Projecte auf und die abweichendsten Meinungen suchten sich Geltung zu verschaffen. Bald wollte man mittelst breiter, in dieser oder jener Richtung durchgebrochener Boulevards dem alten Stadttheile Luft und Licht verschaffen, bald den Hauptarm des Senne-Flusses ganz zuschütten und den Nebenarm ausserhalb der Stadt entsprechend verbreitern und vertiefen; bald hingegen beide Flussarme beibehalten und denjenigen in der Stadt entweder durch Quaimauern einfassen oder überwölben, bald neue Unraths-Canäle bauen, bald die städtischen Abtrittsstoffe in Kübeln sammeln und grosse Fabriken zur Bereitung von künstlichen Düngstoffen anlegen, was namentlich von den landwirthschaftlichen Gesellschaften dringend befürwortet ward.

	Wien	auf 1000 Einwohn.	$6\frac{1}{2}$ Erkrankungsfälle,	$2\frac{1}{2}$ Todesfälle
	Hamburg	" " "	10	5
	Stockholm	" " "	15	5
	Berlin	" " "	14	9
	Pest	" " "	25	12
	Brüssel	" " "	24	16
	Antwerpen	" " "	40	18
	Leipzig	" " "	30	20
	Lüttich	" " "	40	24
	Zwickau	" " "	49	24
	Breslau	" " "	38	27

Dazu traten noch andere, anscheinend ganz fernliegende Vorschläge, welchen dennoch des inneren Zusammenhanges wegen eine gewisse Berücksichtigung nicht versagt werden durfte, z. B. die Verbindung der verschiedenen Eisenbahnen mit einander, der Bau eines Central-Bahnhofes, die Herstellung mehrerer öffentlichen Gebäude, die Verbesserung der Schiffahrts-Canäle, das Bestreben, Brüssels Häfen auch für tiefgehende Seeschiffe zugänglich zu machen, und endlich die Erweiterung der vor 20 Jahren angelegten Quellwasserleitung, deren Ergiebigkeit damals bedeutend überschätzt ward.

Es kann nicht Absicht sein, diese Fluth von Projecten hier in ihren Einzelheiten zu erläutern, oder die lange Reihe der vorgeschlagenen Combinationen auch nur aufzuzählen. Nur so viel sei erwähnt, dass über dieselben während mehrerer Jahre mit seltenem Eifer und mit grosser Lebhaftigkeit debattirt ward. Als Beispiel der quantitativen Leistung kann eine aus Brüssel heimgebrachte Sammlung von 18 verschiedenen Denkschriften dienen, welche Sammlung kaum den vierten Theil der über dies Thema veröffentlichten Broschüren enthält. Gleichzeitig ist die Polemik über jene Projecte in den drei Körperschaften, welche die Gemeinde, die Provinz Brabant und ganz Belgien vertreten, ferner in zahlreichen Vereinen, ja selbst in öffentlichen, eigens zu diesem Zwecke berufenen Volksversammlungen fortgeführt worden.

Diese Debatte, welche den Betheiligten wohl allseitig manche ungemüthliche Stunde verursacht haben mag, ist im Ganzen und Grossen von wohlthätiger Wirkung gewesen. Durch die gründliche Discussion der sehr complicirten Verhältnisse wurden die Ansichten geklärt. Von allen Seiten ward mit anerkennenswerthem Fleisse eine Fülle von nützlichem Materiale zugetragen. Bewährte Autoritäten in den betreffenden Specialfächern wurden zu Rathe gezogen, und so ist schliesslich eine Combination entstanden, welche — wenn gleich nicht allen — so doch den meisten Anforderungen entspricht, und welche jedenfalls für die Stadt Brüssel, wie für die Provinz Brabant zum Segen gereichen wird.

Das schliesslich festgestellte Project ist nach dem Rathe der ersten Techniker Belgiens, nämlich der Herren Mauss, O'Sullivan, Cogniaul, Houbotte und Carez mit Benützung der verschiedenen Vorschläge entworfen und nach dem Gutachten englischer Sachverständiger modificirt. Dies Project erhielt in den ersten Monaten des laufenden Jahres die Genehmigung der sogenannten *Trois pouvoirs*, nämlich des Gemeinderathes, des Landtages und der belgischen Ständerversammlung. Die Grundzüge des genehmigten Projectes sind die folgenden:

Es wird in dem niederen Stadttheil, etwa nach der Richtung des Senne-Flusses, durch das Labyrinth der engen dort bestehenden Gassen, ein 28 Meter breiter Boulevard angelegt. Dieser Boulevard beginnt an dem Platze vor dem neuen Südbahnhofe, dessen Verlegung das Gouvernement mittlerweile nahezu vollendet hat. In seinem weiteren Verlaufe verzweigt der Boulevard sich in zwei Arme, von denen der eine bei dem Boulevard d'Anvers ausmündet, während der andere zu dem bekannten Nordbahnhof, an der Place des Nations führen soll. Die den neuen Boulevard durchkreuzenden Stras-

sen sind entsprechend zu reguliren und soweit thunlich gleichfalls zu verbreitern.

Ausser den zu errichtenden Privatbauten soll an dem Boulevard eine Anzahl von öffentlichen Gebäuden hergestellt werden, und zwar zunächst:

Eine geräumige Börse, an welcher es jetzt sonderbarer Weise in Brüssel ganz fehlt, der Art, dass die Kaufleute noch heutigen Tages auf dem Opernplatze unter freiem Himmel, und zwar zuweilen unter Beihilfe eines Regenschirmes ihre Geschäfte abschliessen müssen. Die neue Börse, deren Pläne bereits feststehen, wird 80 Meter lang, 40 Meter breit sein, und in dem oberen Stockwerke die nöthigen Localitäten für die Handelskammer, für kleine gewerbliche Ausstellungen u. dergl. enthalten.

An dem Boulevard sollen ferner grosse Markthallen aus Stein und Eisen, mit Glas gedeckt, etwa nach Muster der Pariser Centralhallen, zum Ersatze für einige kleine jetzt bestehende Marktplätze hergestellt werden. Die Fläche des gedeckten Raumes ist auf 11,000 Quadrat-Meter bestimmt und in 8 Pavillons abgetheilt.

Endlich beabsichtigt man in der Mitte des Boulevard einen imposanten monumentalen Springbrunnen zu errichten, zur würdigen Bezeichnung desjenigen Ortes, woselbst im 7ten Jahrhundert als Kern des jetzigen Brüssels, auf einer kleinen Insel des Senne-Flüsschens, die erste Ansiedlung bestehend aus einer Capelle und einigen Fischerhütten entstand.

Die Herstellung anderer angeregter öffentlicher Gebäude, z. B. für das Post- und Telegrafien-Amt bleibt weiteren Beschlüssen vorbehalten.

Einen zweiten Hauptbestandtheil des genehmigten Projectes bildet die Ueberwölbung des Senne-Flusses in seinem ganzen Laufe durch die Stadt. Diese Ueberwölbung in 2 Oeffnungen zu je 6,1 Meter lichter Weite eingetheilt, nimmt mit den daran schliessenden Haupt-Unraths-Canälen, von welchen später die Rede sein wird, nahezu den ganzen Raum unter dem neuen Boulevard ein. Es entfallen damit 21 Brücken, welche jetzt innerhalb der Stadt über den Senne-Fluss führen.

Die rationelle Construction der Ueberwölbung, auf Bl. Nr. 26 in Fig. 1 dargestellt, ist von den englischen Ingenieuren Bazalgette und Rawlinson entworfen und übertrifft an Zweckmässigkeit und Oeconomie bei Weitem die von andern Technikern ursprünglich beantragten Profile, von welchen sich einige auf dem nämlichen Blatte Fig. 2, 3, 4 u. 5 in gleichem Maassstabe dargestellt finden.

Die Dimensionen der Senne-Ueberwölbung sind auf einen Durchfluss von 75 Cub. Meter Wasser per Secunde berechnet worden. Zur weiteren Verringerung der Ueberschwemmungs-Gefahr sollen die Arbeiten jedoch nicht auf die Strecke innerhalb des städtischen Weichbildes beschränkt bleiben; sondern man will das ganze Flüsschen bis unterhalb des Ortes Vilvorde, also etwa bis an die Grenze von Fluth und Ebbe gründlichst corrigiren. Auf dieser Strecke bis 11 Kilometer unterhalb Brüssel wird das durch Abschneidung der Serpentin und durch Beseitigung der Mühlwerke gewonnene Gefälle regelmässig vertheilt, das Flussbett nicht nur erweitert,

sondern auch tiefer gelegt und an einzelnen Stellen durch Pflasterung gesichert werden.

Die Sennette — der rings um die Stadt führende künstliche Flussarm — soll in seinem jetzigen Bestande beibehalten bleiben und zur Abführung der Hochwässer mitwirken. Von mancher Seite hegt man indess noch jetzt den vielleicht begründeten Zweifel, ob es mit den beantragten Einrichtungen wirklich gelingen werde, bei rascher Anschwellung des Flusses die Ueberschwemmungs-Gefahr hintanzuhalten, und ob nicht sogar bei starkem Anstau des Wassers eine Zerstörung des Gewölbes und arge Beschädigung der angrenzenden Gebäude eintreten könnte, was sich bei manchen anderen, städtischerseits überwölbten Flüssen und Bächen, z. B. bei der Medlock in Manchester, wiederholt ereignet hat.

In Brüssel gedenkt man allerdings auch künftig den Zufluss des Wassers durch die Stadt mittelst Schützen zu regeln, um eine Gefährdung des Gewölbes zu vermeiden. Wenn jedoch zu solchen Zeiten der künstlich um die Stadt geführte Arm nicht genügt, um den Ueberschuss der rasch zuströmenden Wassermengen abzuleiten, so wird sich vielleicht auch späterhin, wie schon früher vielfach geschehen, oberhalb der Stadt im Thale ein weiter See bilden, welcher schliesslich den als Deich wirkenden Boulevard du Midi durchbrechen und binnen wenigen Minuten die gefährlichste Ueberschwemmung der niederen Strassen herbeiführen kann.

Gegen solche Eventualität ist vorläufig keine volle Sicherheit geboten, weil das Maximum der zeitweilig etwa eintretenden Anschwellungen sich jeder zuverlässigen Berechnung entzieht. Ein mit hohen Quaimauern eingefasster Flussarm würde zur gefahrlosen Abführung enormer Wassermengen jedenfalls weit besser geeignet sein, als die oben geschlossene und deshalb in ihrer Durchflussöffnung begrenzte Ueberwölbung.

Wahrscheinlich wird man später den um die Stadt führenden Nebenarm, die Sennette, ebenfalls verbreitern und vertiefen müssen.

Das dritte Moment des genehmigten Projectes besteht in dem Bau von Haupt-Unraths-Canälen. Dieselben werden, wie erwähnt, unter dem neuen Boulevard zu jeder Seite der Ueberwölbung im Anschlusse mit derselben hergestellt, und haben die gesammten Abflüsse Brüssels in sich aufzunehmen.

Das Profil dieser Haupt-Unraths-Canäle ist, wie aus den Zeichnungen ersichtlich, der zu entwässernden Fläche angepasst, und misst für den rechtsseitigen Canal 8 Quadrat-Meter, für den linksseitigen Canal aber $5\frac{1}{2}$ Quadrat-Meter. Die auf jeder Seite angebrachten Banquette sollen mit Schienen belegt werden, auf welchen erforderlichenfalls Rollwagen zur Fortschaffung der Niederschläge und zur Hervorbringung eines künstlichen Staus sich bewegen können, in ähnlicher Weise, wie dies seit einiger Zeit auch in Paris geschieht.

Ferner sollen in Brüssel circa 20 Kilometer neuer Zweig-Canäle erbaut werden durch diejenigen Strassen, woselbst solche bis jetzt noch fehlen.

Auch ist bereits, unabhängig von diesen Projecten, der Beschluss gefasst, die Wasserleitung zu erweitern und zu diesem Zwecke neue Quellen anzukaufen. Mit Hilfe des dadurch

ermöglichten stärkeren Wasserzuflusses hofft man künftig das Canalnetz in allen seinen Theilen rein halten und den städtischen Unrath vor Eintritt der Fäulniss, ohne lästigen Geruch, sowie ohne Nachtheil für den Gesundheitsstand der Bevölkerung fortspülen zu können.

Was nun die weitere Fortsetzung der neuen Haupt-Unraths-Canäle betrifft, so gehen dieselben am Ende der Ueberwölbung, bei dem Boulevard d'Anvers aus einander, folgen am linken, wie am rechten Senne-Ufer den bestehenden Strassen bis auf etwa $1\frac{1}{2}$ Kilometer unterhalb der Stadt. Hier kreuzt der linksseitige Unraths-Canal mittelst eines Syphons von nahezu 2 Meter Senkung den Senne-Fluss, um vereint mit dem rechtsseitigen Canale, in einem Gefälle von 1 : 2000 bis zu den Trois Fontaines, etwa 8 Kilometer von Brüssel entfernt zu führen, woselbst die Verwendung des Unrathes stattfinden soll.

Es verdient besonders hervorgehoben zu werden, dass durch diese Stamm-Canäle der Sennefluss auf seinem ganzen Laufe durch die Stadt und unterhalb derselben bis zu dem genannten Punkte frei von allen Unreinigkeiten gehalten bleibt, was dem sanitären Erforderniss zufriedenstellend entspricht.

Allerdings sind an verschiedenen Punkten der Haupt-Unraths-Canäle Sicherheits-Ausläufe angebracht, welche bei sehr heftigen Regengüssen die Entleerung des massenhaft zuströmenden Wassers in den Fluss ermöglichen sollen; doch steht davon keine nennenswerthe Verunreinigung des Flusses zu befürchten, da in solchen seltenen Fällen das Canalwasser ohnehin ausreichend verdünnt ist.

Der vierte Hauptzweck des projectirten Unternehmens besteht in der Verwerthung des städtischen Unrathes. Es ist dies unstreitig eine äusserst schwierige Aufgabe, da trotz der mannigfachen Versuche bis jetzt in dieser Richtung keine zufriedenstellende Erfahrung vorliegt.

Für diesen Theil des Projectes waren leider die Copien der betreffenden Pläne nicht zu erhalten, weshalb man sich zunächst auf eine kurze erläuternde Darstellung beschränken muss.

Der Haupt-Unraths-Canal wird bei den oben erwähnten Trois Fontaines in mehrere geräumige Reservoirs ausmünden, woselbst der Niederschlag der grössten Bestandtheile und namentlich des Sandes vor sich gehen soll. Aus diesen Reservoirs wird das Canalwasser durch Dampfkraft mittelst Pumpen um etwa 6 Meter gehoben und alsdann filtrirt, zu welchem Behufe eine Anzahl von grossen Filtrirbassins anzulegen ist. Allerdings gedenkt man diese Filtration bei Weitem nicht so sorgfältig vorzunehmen, als dies z. B. bei ähnlichen, für Wasserversorgungszwecke bestimmten Anlagen geschieht, sondern die Filtration hat hier nur den Zweck, die gröberen Schmutztheile und Flocken zurückzuhalten, der Art, dass das Wasser einigermaassen geklärt abfliessen kann.

Die in den Filtern zurückbleibenden Stoffe, welche einen Theil der Düngkraft enthalten, sollen bei der zeitweiligen Entleerung der einzelnen Bassins abgehoben, getrocknet und zu sehr mässigen Preisen an die Landwirthe der Umgegend verkauft werden.

Das abfliessende Wasser, obwohl ziemlich klar, enthält aber noch den grössten Theil der für agricole Zwecke werth-

vollen Düngkraft. Man hofft dieselbe durch Berieselung nutzbar machen, und vielleicht sogar einen Theil des unfiltrirten Canalwassers direct zu diesem Zwecke verwenden zu können. Es ist nämlich Absicht, in dem dort etwa 800 Meter breiten Thalgrunde einen grossen Landcomplex anzukaufen, und diese Fläche mit Hilfe des bei den Bauten gewonnenen überflüssigen Erdreichs wellenförmig nach den für die Berieselung erforderlichen Profilen anzuschütten.

Ob der durch solche Berieselung erzielte Nutzen nach Wunsch ausfallen wird, muss die Zukunft entscheiden. Die anzukaufenden Felder liefern schon jetzt in Folge der trefflichen Beschaffenheit des Bodens einen äusserst reichlichen Ertrag, welcher kaum einer beträchtlichen Steigerung fähig scheint.

Das nach vollendeter Berieselung durch die Drains abfliessende Wasser soll, nach Erforderniss desinficirt, durch den Sennefluss abgelassen werden, und kann alsdann ohne Nachtheil für die anliegenden Ortschaften durch die Rupel und die Schelde dem Meere zufließen.

Die das Sennethal begrenzenden Hügel und Plateau's bestehen grösstentheils aus reinem Sande, welcher allerdings durch hundertjährige sorgfältige Cultur mit einer Humusschichte bedeckt ist. Beim Anblick dieser Sandhügel drängt sich unwillkürlich der Gedanke auf, dass es vielleicht zweckmässiger gewesen wäre, dort die im Canalwasser enthaltenen Düngstoffe durch Berieselung zu verwerthen.

Gegen eine solche Disposition sprachen jedoch die namhaften Kosten, welche zur Hebung der grossen Wassermenge auf etwa 30 Meter Höhe dauernd erforderlich gewesen wären, um so mehr, als ähnliche hie und da versuchte Berieselungen nirgends ein finanziell entsprechendes Resultat geliefert haben.

Die projectirte Verwerthung der im Canalwasser enthaltenen Düngstoffe ist ohnehin ein gewagtes, wenn gleich interessantes Experiment; es besteht kein Vorbild, dessen Hauptzüge man einfach hätte nachahmen können. Trotzdem musste dies Experiment in so grossartigem Maassstabe unternommen werden, denn die in Brüssel jetzt herrschenden Uebelstände sind derart unendlich, dass man keinenfalls die Abhilfe bis zu jener Zeit aussetzen durfte, wann das Fortschreiten der Agricultur-Chemie bessere und vollkommene Hilfsmittel zur Erreichung des angestrebten Zweckes geschaffen und practisch bewährt haben wird.

Nach dieser kurzen Skizze der technischen Details dürfte es vielleicht nicht ohne Interesse sein, in wenigen Worten die eigenthümliche Art und Weise zu schildern, wie man dies grossartige Unternehmen zu verwirklichen gedenkt. Es ist nämlich der Vertrags-Abschluss mit einer Privat-Gesellschaft vorbereitet, welche letztere sich zur Ausführung aller vorgeschriebenen Arbeiten verpflichten soll.

Die Gesellschaft hat die gesammten, zum Durchbruch des Boulevard erforderlichen Grundstücke und Häuser anzukaufen, zu welchem Zwecke ihr die Anwendung des Expropriations-Rechtes nach dem Gesetze vom 1. Juli 1858 zugesichert wurde. Ein sehr namhafter Theil der Kosten des Grunderwerbs dürfte durch den Verkauf der neuen Plätze wieder einzubringen sein.

Die Gesellschaft hat ferner die projectirten öffentlichen Gebäude, namentlich die Börse, die Markthalle und den riesigen monumentalen Springbrunnen, nach den bereits festgestellten Plänen zu erbauen, und gänzlich vollendet an die Communal-Verwaltung zu überliefern.

Die Gesellschaft hat die Ueberwölbung des Senneflusses innerhalb der Stadt auszuführen, ferner den genannten Fluss auf 11 Kilometer Länge bis unterhalb Vilvorde zu reguliren und zu vertiefen.

Die Gesellschaft hat die vorhin geschilderten Haupt-Unraths-Canäle herzustellen, den Anschluss der alten Canäle zu bewerkstelligen und endlich ein gewisses Längenmaass von kleinen Zweig-Unraths-Canälen in den noch nicht entwässerten Stadttheilen auszuführen. Zu allen diesen Bauten werden weit mehr als 150 Millionen hartgebrannter Ziegel *) erforderlich sein.

Die Gesellschaft hat ferner bei den Trois Fontaines die Reservoirs, Dampfmaschinen, Pumpen, Filter und sonstigen zur Klärung des Canalwassers erforderlichen Einrichtungen auf ihre Kosten herzustellen, dieselben während einer Reihe von 66 Jahren in Betrieb zu halten und nach Ablauf dieser Frist an die Communal-Verwaltung in gutem, gebrauchsfähigem Zustande zu überliefern.

Während dieser 66 Jahre soll der Gesellschaft das ausschliessliche Recht zustehen, die im Canalwasser enthaltenen Düngstoffe nach eigenem Ermessen zu verwerthen und nutzbar zu machen.

Alle genannten Bauwerke müssen vertragsmässig binnen $3\frac{1}{2}$ Jahren gänzlich vollendet sein — eine Verpflichtung, für deren Sicherstellung der Betrag von $1\frac{1}{2}$ Millionen Francs als Cautio bei der Communal-Casse deponirt worden ist.

Die Gesellschaft empfängt hingegen als Aequivalent für ihre Leistungen im Ganzen 26 Millionen Francs nominell, nämlich:

12 Millionen Francs in bestimmten auf die Dauer der Bauzeit vertheilten Raten,

überdies während der vorgenannten 66 Jahre eine Rente von jährlich 700,000 Francs.

Zu diesen Zahlungen liefert nach den bereits abgeschlossenen Verträgen die Landescasse, d. h. die Provinz Brabant eine Subvention von 3 Millionen Francs, ferner die Staats-Casse des Königreichs Belgien den weiteren, vom Parlament bewilligten Beitrag von 7 Millionen Francs; so dass der Commune Brüssel nur der einmalige Zuschuss von 2 Millionen Francs während der Bauzeit und ferner die Zahlung der Rente von 700,000 Francs während 66 Jahren verbleibt. Allerdings wird die Bevölkerung Brüssels, als Hauptstenerzahler des Landes wie des ganzen Königreiches, auch bei den Subventionen zur verhältnissmässigen Mitleistung herangezogen.

Aus der Stipulirung der namhaften Rente für 66 Jahre ist ersichtlich, dass man die Abklärung des Canalwassers und die Ausnützung der darin enthaltenen Düngstoffe nicht als ein rentables Geschäft, sondern als ein Onus, als eine Last betrachtet.

*) Die Ziegel sind allerdings sehr klein und haben nur 18 Centimeter also nicht einmal 7 Zoll Länge.

Wenn gleich das projectirte Unternehmen im Ganzen und Grossen, und namentlich auf die Gesundheitsverhältnisse der Bevölkerung Brüssels höchst segensreich einwirken wird; so ist durch dasselbe die schwierige Aufgabe, den Düngstoff des städtischen Unrathes in rentabler Weise der Landwirthschaft zuzuführen, vorläufig noch ungelöst geblieben.

Nach statistischen Ausweisen importirt Belgien im Durchschnitt jährlich Cerealien im Werthe von 70 Millionen Francs und ferner natürliche oder künstliche Düngstoffe im Werthe von 30 Millionen Francs. Gleichzeitig wird aber Jahr für Jahr der werthvolle städtische Dünger Brüssels wegen Mangel einer lohnenden Verarbeitungs-Methode nutzlos ins Wasser geworfen, anstatt denselben naturgemäss zum Ersatze der dem Boden entzogenen Pflanzennährstoffe zu benützen.

Diese Abnormität ist durch das vorliegende Project nicht zufriedenstellend behoben, denn die in Aussicht genommene Berieselung bezweckt laut Ausweis der dafür zugestandenen Rente weit mehr die Reinigung des Canalwassers, als die finanzielle Ausbeute der darin enthaltenen Düngkraft.

Aber man wird dabei nicht stehen bleiben. Denn die Privat-Gesellschaft, welcher auf 66 Jahre das ausschliessliche Recht zur Verwerthung des Canalwassers und überdies die jährliche Rente von 700,000 Francs zugestanden wird, empfängt damit eine hohe Prämie für die vortheilhafte Ausnützung der im Canalwasser enthaltenen Düngstoffe.

Der in diesem Sachverhalt liegende mächtige Sporn wird die Anregung geben, dass nach vollendetem Bau in Brüssel eine mit reichen Mitteln ausgerüstete Versuchsstation sich bilden wird, um endlich nach Anleitung der ersten Capacitäten practische Mittel und Wege zur Verwerthung der städtischen Abfallstoffe ausfindig zu machen.

Dieser Umstand verleiht dem vorstehend geschilderten Vertrage eine allgemeine, weit über das Localinteresse hinausreichende Bedeutung.

Hoffen wir, dass es bald den vereinigten Anstrengungen der Techniker, der Landwirthe und der Chemiker gelingen wird, für das genannte Problem eine glückliche Lösung zu finden, denn nur hiedurch lässt sich der fortschreitenden Verarmung der Felder erfolgreich entgegenwirken, und eine solche Lösung wird nicht allein Brüssel und nicht allein Belgien, sondern gleichmässig auch allen übrigen Ländern dauernd zu Gute kommen.

Aug. Fölsch.

Verhandlungen des Vereins.

Wochenversammlung am 24. November 1866.

Vorsitzender: der Vorsteher-Stellvertreter Herr Maschinenfabrikant C. Pfaff.

Anwesend: 163 Vereinsmitglieder und Gäste.

Der Herr Vorsitzende constituirte die Versammlung als Monatsversammlung, um den Vorschlag dreier Candidaten zur Aufnahme als wirkliche Mitglieder zu vernehmen, nämlich die Herren:

Behrnaner C., Ingenieur in Oberdöbling, durch Herrn C. Pfaff.

Jenny Rudolf, k. k. Bergrath, u. o. Professor der Mechanik und Maschinenlehre am polytechn. Institute in Wien, durch Herrn P. Ritter v. Rittinger.

Müller Louis, Bevollmächtigter der Kunsthandlung für Architektur-Werke A. Morel zu Paris, in Wien, durch Herrn C. Siebreich.

Der Vorsitzende lenkte die Aufmerksamkeit der Versammlung auf die von Herrn Hölder, Inhaber der Beck'schen Universitätsbuchhandlung hier, veranstaltete reiche Ausstellung bedeutender Werke aus dem Gebiete des Ingenieurwesens und der Architektur in deutscher, englischer, französischer und italienischer Sprache, welche im Saale des österreichischen Ingenieur- und Architekten-Vereins täglich von 10 — 1 und von 3 — 7 Uhr zu besichtigen ist, und keinen Freund der genannten Fächer unbefriedigt lassen wird.

Herr Civilingenieur C. Kohn hielt folgenden anziehenden Vortrag über die in Wien bestehenden Hausbrunnen.

„Ueber die Wichtigkeit des Trinkwassers im Haushalt ist schon so viel geschrieben und gesprochen, dass es wohl überflüssig wäre, auch nur ein Wort über diesen sonst so hochwichtigen Gegenstand zu verlieren.“

Aber merkwürdig und unglaublich bleibt es doch, dass bei dem jetzigen Standpunkte der Wissenschaften und Gewerbe, bei dem riesigen Fortschritt im Bauwesen, vom Kleinsten bis zum Grössten, vom Besenstiel bis zur vollendeten gepanzerten Dampf-Fregatte, ein einziges Object, „nämlich jener Apparat, der uns das Trinkwasser verschafft und selbes zu Tage fördert“ noch in seinem Urzustande verblieben ist, wodurch das zum Lebensunterhalt unentbehrliche Wasser uns so schwer und spärlich zugänglich gemacht wird; es hat beinahe den Anschein, als lebten wir noch im 13. Jahrhundert, wo nur eine einzige Gilde berechtigt war, Brunnen zu graben, die man Fontinarii nannte, die man aus weiter Ferne holen musste, und allein das Recht hatten, die Pumpwerke, genannt Plumpe, auch Pumpe, in den Cisternen einzusetzen, wie dazumal, als man schrieb 1260, wo Herzog Friedrich der Schöne anbefohlen, „Es soll jedmännliches Besitzthum mit einer Zisterne versahn seyn, umb die tringliche Nothdurft vor Mensch und Vieh zu befriedigen, wohl gedeckt vor Unfähigkeiten zum Schuz, sunst die Pestilenz, und schwere Not vom Pösen verprait, weit und breit.“

Um 200 Jahre später, anno 1460, erfolgte ein gleicher Erlass von dem Hochweisen Rath zu Ulm, mit noch mehreren zeitgemässen Zusätzen bereichert, die uns gewiss heute eine wahre Wohlthat wären, wenn selbe befolgt würden. Seit dieser Zeit ungefähr besteht die ehrenfeste Gilde der Fontinarii, oder Brunnenmeister. Was seit dieser Zeit geleistet wurde, ist nicht nennenswerth, denn es ist kaum erst 406 Jahre, dass dieser noch junge Erwerbszweig florirt; die in Schweinsleder gebundenen Folianten des 16. Jahrhunderts geben uns die treuen Abbildungen der Cisternen, deren Ausmauerung und Ziehpumpen, mit genauer Beschreibung der inneren Einrichtung der Pumpwerke und Brunnenrohre, aber merkwürdigerweise so genau, wie selbe heute noch bestehen, nur mit dem einzigen Unterschied, dass die Brunnenröhren anstatt von Lerchenholz, heute aus Kienföhren verwendet werden, Mechanismus aber unverändert.

Man muss wirklich staunen, wenn man sieht, wie bei uns die Hausbrunnen als ein so wichtiger Apparat, beim Bau neuer Paläste angelegt und durchgeführt werden; gewöhnlich wird die Cisterne, die als beinahe überflüssige Sache behandelt wird, um dem Prachtbau nicht hinderlich im Wege zu stehen, in irgend einen Lichthof situirt, in welchem nicht nur alle Aborte canalisirt, sondern auch der Zusammenlauf sämmtlicher Dachwässer, die eben in diese Canäle münden, stattfindet.

Ein solcher Brunnen-Schacht wird ohne Rücksichtnahme auf die Zahl der Nutzniesser, laut Vorschrift nicht unter 3' Durchmesser, selten aber über 4' weit abgeteuft, und so mit einem trockenen Senkmauerwerk, mit einer 1' dicken Wandung versehen; mit der Tiefe wird so weit gegangen, bis das Seilwasser so stark zusetzt, dass das Tiefergraben erschwert wird, indem die primitiven Werkzeuge und Wasserförderungs-Vorrichtungen, die hiezu benützt werden, kaum hinreichen, die Schachtsohle trocken zu halten; hiemit ist die Cisterne als fertig zu betrachten, höchstens wird noch eine Brunnenbüchse geschlagen, ein Tiefergehen ist aus oben angeführten Gründen nicht üblich, so wünschenswerth es auch wäre, höchstens wird eine Bohrung vorgenommen, aber selten von Erfolg.

Betrachten wir unsere früheren Canalausmauerungen in Privathäusern, so wird man bald zur Erkenntniss gelangen, dass selbe wohl keinen Unrath, wohl aber das dünnflüssige Medium durchlassen; unser Boden unter der Canalsoble ist vollständig durchlässig, und noch durchlässiger ist die in dessen Nachbarschaft gelegene trocken ausgelegte Brunnenwandung; was unter diesen Umständen mit dem Wasser vorgeht, braucht hier nicht

weilers erörtert zu werden, der Geschmack des Wassers gibt Zeugnisse hiervon; hiezu kommt noch, dass an dem hölzernen Brunnenrohre eine ganze Vegetation von Moosen blüht, in Begleitung von grünen schleimigen Langfasern, die den verschiedenen Species von Wasserachnecken, rothen Aelchen, und andern Gewürm als Aufenthaltsort dienen, welche alle mit lateinischen Namen ausgestattet, in Gruppen und Familien eingetheilt werden; es fehlen auch ihre Feinde nicht, nämlich die Spinnen, welche da unten ungestört ihren Jagdvergnügungen nachgehen; alle diese lebende Wesen vergehen, und bekommen wieder ihre Nachfolger; dass das Wasser hiedurch nicht verbessert wird, lehrt uns die Chemie am besten, an ein Reinigen der Brunnenwandung und Sohle wird selten gedacht; hiezu kommt noch die äusserst locker gehaltene Brunnenwandung, wo es nicht selten geschieht, dass die steten Bewohner der Unraths-Canäle in ihrem jugendlichen Alter zwischen die Spalten durchlaufen, und so in der Tiefe ihren Tod finden. Dieser Fall ereignete sich kürzlich, wo mehrere solche neugierige in Verwesung begriffene bei Gelegenheit einer Brunnenuntersuchung im Wasser aufgefunden wurden.

Vor Alterszeiten hatte die Obrigkeit die Obliegenheit, die Haus- und öffentlichen Brunnen zu überwachen, jedes Jahr nach dem Laubfall zu reinigen, welches die damals bestandenen Röhrenmeister besorgen mussten; diese Verordnung wurde noch zu Kaiser Josefs Zeiten befolgt.

Wirft man einen Blick auf das Schöpfwerk, so kann man mit Recht behaupten, dass in dem ganzen Gebiete der Mechanik und Hydraulik, nichts Aehnliches vorkommt, d. h. in Bezug auf Unzweckmässigkeit. Hölzerne Rohre von 12 bis 15" Durchmesser, mit einer 2 zölligen Bohrung, wo ein 7' langes Rohr, 2 bis über 4 Zentner im Gewicht hat, solche Rohre zusammengebücht bis zur Schachtsohle, Ventil, Stiefel und Kolben vom Gelbgieser gefertigt; bleibt das Ventil stecken, was nicht zu den Seltenheiten gehört, werden alle Rohre ausgezogen, das Werk in Ordnung gebracht, und die Rohre wieder neuerdings zusammengebücht; was eine solche Reparatur kostet, wissen unsere Hausbesitzer am besten.

Diese Uebelstände, meine Herren, sind es, die ich mir in einer blossen Schilderung darzustellen erlaubte; ich hatte diesen Sommer Gelegenheit, einen hier nicht zu beschreibenden Gegenstand bei einer Hausbrunnenuntersuchung zu sehen; solche Wahrheiten müssen bekannt werden, umso mehr, da es nicht nur Pflicht, sondern auch sehr leicht ist, abzuheilen.

Ich kann meiner Ueberzeugung nach weder den Herren Hauseigenthümern, noch den Herren Brunnenmeistern die Schuld solcher verfehlten Anlagen beimessen; ihre früheren Vorgänger haben es auch nicht besser gemacht, und man kann von diesen Herren nicht verlangen, dass sie jene hydraulischen und mechanischen Kenntnisse, die dazu gehören um Brunnen vollendet herzustellen, aus den zurückgelegten Studien der Volksschulen mitbringen; unsere jüngeren Meister dieses Faches werden schon von dem alten Schlendrian abweichen, mit so primitiven Werkzeugen sehr billige Brunnen herzustellen, indem sie jetzt auf den meisten Ausstellungen sehr gute und präcis gearbeitete Brunnenschöpfwerke zu sehen Gelegenheit hatten, und unsere Herren Baumeister, bei welchen man doch höhere technische Kenntnisse voraussetzen kann, werden es wohl unterlassen, in ihren Voranschlägen so niedere Summen für Brunnen-Herstellung anzusetzen, damit wir nicht wieder in die alten Fehler verfallen. Von Aussen etwas weniger Quadern, und hiefür die Brunnenwandungen damit ausstatten, würde unsere Wassertrinker zu Dank verpflichten; diese Steinwand auf 2' in Cement gelegt, würde ein Durchsickern von fremden Flüssigkeiten nicht zulassen, ein 1' hoher Brunnenkranz, wohl gedeckt, seitlich mit Ventilations-Oeffnungen versehen, würde

leicht heraus zu nehmen, wo das gegenwärtige Herausnehmen hölzerner Rohre sehr beschwerlich ist, denn Wien hat viele tiefe Brunnen, besonders in unserer Hoch-Terrasse, das ist Mariahilf, Neubau, Matzleinsdorf, Favorita; diese Brunnen haben eine Tiefe von 18 bis 25' und darüber, beim Abfall von Casa-Picola, Laimgrube, Bettlerstiege, beim Eszterhazy-Berg, wo die 2. Terrasse beginnt, hat Brunnen von 10 bis 15' Tiefe, und die 3. Terrasse, welche beim Abfall des Laurenziberges, Rothenthurm, Tiefengraben, und Auwinkel beginnt, wozu die Rossau, Leopoldstadt und Erdberg gehört, hat Brunnen von 2 bis 5'. Prater und Brigittenau 8 bis 15' Tiefe.

Dass unser Wiener Becken reich an Wasser ist, bedarf keiner weiteren Erklärung, und dass unser Wasser gut ist, ist bereits aus vielen bestehenden Brunnen constatirt, ferner, dass alle unsere in 3. und 2. Terrasse gelegenen Brunnen aus einer Quelle schöpfen, ist durch unsere herrlichen geologischen Karten ersichtlich gemacht, es hängt nur von den Bedingungen ab, wie die Brunnen angelegt und unverdorben erhalten werden.

Herr C. Kohn gab ferner eine Notiz über den im letzten Frühjahr bekannt gewordenen Feuerlöschapparat von Carlier in Paris, welcher im Wesentlichen einem grossen Siphon ähnlich ist, welcher kohlenensäurehaltiges Wasser auf den brennenden Gegenstand wirft. Dieser Apparat, welcher damals bei den Versuchen nicht ganz günstige Resultate lieferte, ist nun in England verbessert, und von A. H. Curjel neuerdings nach Wien gebracht worden, wo er in Bollmann's Nähmaschinenfabrik zu sehen ist. Redner beschrieb die Versuche, welchen er be wohnte und welche auffallend günstige Resultate lieferten. Dieser verbesserte Apparat wirft das Wasser 5 Klafter hoch und gegen 8 Klafter weit.

Herr Architect Th. Hansen brachte Photographien der 11 Concurrrenz-Entwürfe für das dem Könige Max II. in München zu errichtende National-Denkmal zur Ausstellung, indem er dieselben zugleich eingehend erörterte.

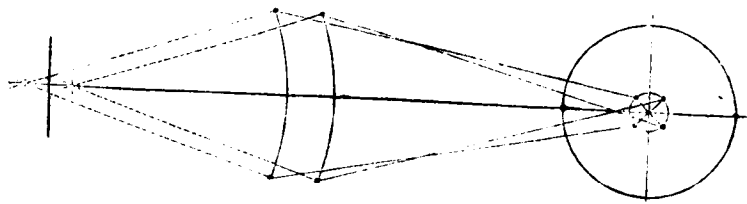
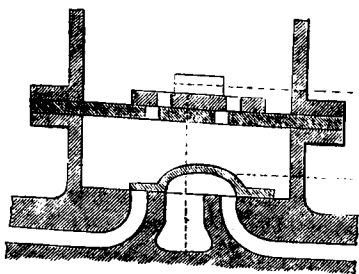
Herr Th. Hansen war Mitglied der aus fünf Nichtbayern zusammengesetzten Jury zur Beurtheilung dieser Entwürfe. Diese Jury bezeichnete nach sorgfältigster Prüfung, den Entwurf des Herrn Zumbusch in München, als den gelungensten; nach demselben wird das Monument 42' und die Statue des Königs allein 20' Höhe erhalten.

Herr Maschinenfabrikant C. Pfaff hielt folgenden Vortrag:

Die von J. Meyer in Mühlhausen seiner Zeit angegebene Expansionsvorrichtung mit zwei durch rechte und linke Gewinde verstellbaren Expansionschiebern hat sich bisher, namentlich bei stationären Dampfmaschinen fast durchgehends in Verwendung erhalten. Namentlich dort, wo es sich um Variation des Füllungsgrades innerhalb ziemlich weiter Grenzen handelt, ist diese Vorrichtung eine der besten. Die Farcot'sche Expansionsvorrichtung ist zu unsicher und namentlich für grosse Geschwindigkeiten unverwendbar, auch lassen sich die vielen losen und kleinen Theile, Federn etc. innerhalb des Schieberkastens nicht recht mit unseren Anforderungen an eine solide und betriebsichere Maschine vereinbaren.

Die verschiedenen Expansionsvorrichtungen mit Ventilen mussten wegen des bald eintretenden todten Ganges aufgegeben werden, und so bleibt uns, ausser der neueren Expansionssteuerung von Corliss, fast nur die oben erwähnte Meyer'sche Construction, die überall ohne Bedenken verwendet werden kann, wo es sich um variable Expansion handelt.

Nichtsdestoweniger haften auch dieser Expansionsvorrichtung Mängel an, und zwar das Rundwerden der hochgefassten und schmalen Expan-



die Meteorwässer abhalten, und das stagnirende Stickgas nicht zulassen; die Schöpfwerke nicht von demjenigen, welcher Bügeleisen macht, sondern aus einer Maschinenfabrik bezogen, würden Jahrzehnte ohne Reperatur fungiren; Eisenrohre gut verschraubt, wären sehr leicht dicht zu halten, gestatten keine Vegetation, und sind auch in vorkommenden Fällen

sionsschieber, so wie ein bedeutender Kraftverlust bei der Bewegung.

Gonzenbach gab vor beiläufig 16 Jahren eine Expansionsvorrichtung an, bei welcher der Schieberkasten in 2 Theile getrennt wurde, in dem eine mit Einstromöffnungen versehene feste Platte möglichst nahe über dem Haupt- oder Vertheilungsschieber eingeschaltet wurde.

Dieser Letztere hatte die ganz gewöhnliche Muschelform und wurde die Expansion durch einen zweiten Schieber bewirkt, der auf der obigen Platte lief, und die Zuströmung des Dampfes in den passenden Perioden abschloss. Diese Vorrichtung hat das Angenehme, dass die Schieber sich nur mit einfacher Geschwindigkeit bewegen, und nach Maassgabe der Expansion der Druck vom Hauptschieber genommen wird. Bei Untersuchung der Gonzenbach'schen Steuerung findet sich jedoch, dass ihre Variabilität nur zwischen sehr engen Grenzen stattfindet, indem durch Veränderung des Expansionschieberhubes auch seine relative Stellung zum Kolben respective sein Voreilen verändert wird.

Es würde sich nun darum handeln, einen Bewegungsmechanismus zu finden, der trotz veränderten Hubes eine gleiche Oeffnung der Dampfcanäle durch den Expansionschieber gleichzeitig mit den äussersten Kolbenständen erlaube. — Am besten wird diesen Bedingungen durch eine Anordnung entsprochen, welche ganz der Steuerung mit stationärer Coullisse von Gooch ähnlich ist. Zwei Excenter werden gerade so wie bei jener Steuerung angebracht und mit einer Coullisse oder Schleifbogen verbunden, die nach dem Radius der beweglichen Schieberstange gekrümmt ist. Die bewegliche Schieberstange greift an die Stange des Expansionschiebers, während der Hauptschieber mit dem untern Ende der Coullisse fest verbunden ist und mithin den Weg des einen Excenters machen muss. Die bewegliche Schieberstange ist nun in der oberen Hälfte des schwingenden Schleifbogens verschiebbar und theilt dadurch dem Expansionschieber die für alle Expansionsgrade entsprechende Bewegung mit.

Monatsversammlung am 1. December 1866.

Vorsitzender: Der Vereins-Vorsteher Herr Oberbaurath Fr. Schmidt.
Anwesend: 182 Mitglieder und Gäste.

Herr Civilingenieur C. Kohn berichtete über die unlängst in Pinter's Fabrik zu Brünn stattgefundene Dampfkessel-Explosion. Der Kessel war kurz vorher ausgebessert worden, und zeigte sich beim Anheizen stark rinnend; es wurde jedoch fortgeheizt. Als aber der Maschinenheizer die Speisevorrichtung in Thätigkeit setzte, explodirte der Kessel, wobei 3 Menschen todt blieben und bedeutende Zerstörungen an den umliegenden Gebäuden erfolgten. Dem Vernehmen nach, soll nun in Brünn eine Anstalt zur Ueberwachung und periodischen Untersuchung der dortigen Dampfkessel begründet werden.

Herr Ingenieur Alexander Friedmann hielt einen Vortrag über sein Project zur Luftreinigung grosser Städte durch Ventilation und Verbrennung der Miasmen, mit besonderer Rücksicht auf Wien.

Herr A. Friedmann beantragt das ganze Cloakennetz der Stadt in 18 Reviere zu theilen, und in jedem Revier an einem geeigneten Punkte eine Kaminheizung mit einer hohen Esse zu errichten, durch welche die Miasmen des zugehörigen Canalreviers streichen sollen, so dass bei der oberen Mündung der Esse nur mehr unschädliche Gasarten ausströmen. Durch eigens hiezu construirte patentirte Verschlussvorrichtungen sollen alle Mündungen der Cloaken in den Strassen und Häusern derart geschlossen werden, dass die Miasmen sich gegen die Kaminheizung hin bewegen.

Herr A. Friedmann erläuterte seinen Plan durch mehrere Zeichnungen und Modelle.

Herr Civilingenieur Fr. Stach beantragte die Prüfung dieses Projectes durch ein Vereins-Comité, was von dem Vorsitzenden mit dem Beifügen zugesichert wurde, dass Herr Friedmann selbst darum ersucht habe.

Herr Oberbaurath Fr. Schmidt brachte zahlreiche, höchst interessante Aufnahmen der alten Burg Carlstein in Böhmen zur Ausstellung, deren Restauration im Auftrage des böhmischen Landesausschusses eingeleitet worden ist.

Wochenversammlung am 15. December 1866.

Vorsitzender: der Vereins-Vorsteher Herr Oberbaurath Fr. Schmidt.
Anwesend: 206 Mitglieder und Gäste.

Der Vereins-Secretär Berghauptmann F. M. Friese legte ein vom Ministerialrath Ritt. v. Rittinger dem Vereine gewidmetes Exemplar seines eben erschienenen ausführlichen Lehrbuches der Aufbereitungskunde vor, des ersten Werkes, welches diesen wichtigen Zweig der In-

genieurwissenschaften auf Grundlage langjähriger Studien und Erfahrungen des Verfassers theoretisch und practisch umfassend behandelt.

Auf Einladung des Vorsitzenden erhob sich die Versammlung zum Zeichen der Anerkennung gegen den hochgeehrten Verfasser.

Der Vorsitzende theilt mit, dass der Verwaltungsrath die dringend nothwendige Revision der Geschäfts-Ordnung eingeleitet habe, und ladet sämmtliche Vereinsmitglieder ein, ihre etwaigen Wünsche und Anträge hinsichtlich der Redaction der Geschäftsordnung baldigst thunlich dem Vereins-Secretariat bekanntzugeben.

Herr Oberingenieur H. Arnberger erbat das Wort zu einer persönlichen Berichtigung in Betreff der in der vorhergehenden Versammlung von Herrn Alex. Friedmann vorgebrachten Behauptung, dass er behufs Ausarbeitung seines Projectes zur Ventilation der Wiener Canäle von Seite der hiesigen Ingenieure nicht die geringste Unterstützung habe erlangen können. Hr. Arnberger verlas zur Widerlegung der Behauptung ein Schreiben des Hrn. Friedmann, worin dieser dem ersteren für die bereitwilligst geleistete wesentliche Beihilfe den wärmsten Dank ausspricht, und erklärte sodann, es dem Urtheile der Collegen zu überlassen, ob die erwähnte Anschuldigung begründet war.

Hr. Architekt Val. Teirich brachte seine Aufnahmen der Kanzel in der Kirche „Santa Croce“ zu Florenz zur Ausstellung, und erklärte dieselben in architektonischer und kunstgeschichtlicher Hinsicht.

Wir lassen diese Erklärung ausführlich folgen, und bedauern nur die zahlreichen Aufnahmen nicht ebenfalls mittheilen zu können.

Geehrte Herren!

Erlauben Sie, dass ich einige erläuternde Worte meinen vor Ihnen ausgestellten Zeichnungen beifüge. Es sind dieselben Aufnahmen der Kanzel in der Kirche Santa Croce zu Florenz, die ich zu Ende des verflossenen und im Anfange des heurigen Jahres während eines längeren Aufenthaltes daselbst machte.

Wie denjenigen Herren, welche Florenz besuchten, bekannt sein dürfte, zählt die genannte Kirche zu den hervorragendsten dieser Stadt. Im Jahre 1294 von Arnolfo di Cambio erbaut, ist sie für den Architekten doppelt interessant, einmal als Bauwerk für sich betrachtet, und zweitens wegen der Fülle von Grabmälern, Monumenten und Schränken, welche sie und ihre Sakristei enthält und sie so zu einem Museum decorativer Kunst macht.

Der Autor dieser Kanzel ist der Architekt und Bildhauer Benedetto da Majano, einer der liebenswürdigsten Künstler der Florentiner Früh-Renaissance. Er lebte bis 1498. Das Material derselben ist weisser Marmor, der jedoch durch die Länge der Zeit einen sehr warmen, in's Gelblichen spielenden Ton bekommen hat.

Die Anordnung des figuralschen und ornamentalen Schmuckes macht dieses Werk zu einem der schönsten des ganzen Styles überhaupt, was mich auch bestimmte, dasselbe ziemlich detaillirt aufzunehmen.

Sie sehen davon die Totalansicht in halber Naturgrösse und mehrere, an Ort und Stelle gezeichnete darauf bezügliche Details in natürlicher Grösse. Der Grundriss ist aus dem Achteck gebildet, so dass fünf seiner Seiten den fünf Bildflächen entsprechen, während an sechs Ecken sich Säulen befinden, mit denen eine gleiche Anzahl von Konsolen korrespondirt. Diese Konsolentwicklung finden wir ähnlich schon bei der etwas früheren Kanzel von „S. Maria Novella“ in Florenz, von Mastro Lazzaro ausgeführt, nur ist letztere rund und hat auch ausserdem eine sichtbare, sehr zierliche Treppe. Wie einen Vorgänger hat das Werk Benedetto's auch einen Nachfolger gehabt, nämlich in der vom J. 1525 datirten Kanzel von S. Nicolas in Troyes.

Die früher erwähnte in S. Maria Novella ist jedoch nicht so fein durchgebildet, wie die in Rede stehende, denn in der That ist bei dieser das Ornament von einer Eleganz und Feinheit, die selbst in dieser Zeit ihres Gleichen sucht.

Der üppigste Reichthum an Motiven entfaltet sich hauptsächlich an den Füllungen in den Konsolen, die bei jeder einzelnen durchaus verschieden sind.

Der Grund dieser Ornamente ist vergoldet, ebenso das Fries unter dem Hauptgesimse und das Wappen. Sie sehen dies in meinen Zeichnungen durch den gelben Ton angedeutet. Reiche Vergoldung finden wir auch sonst bei sehr vielen andern Monumenten dieser Stylepoche, wie an dem in derselben Kirche befindlichen Grabmale Mazzuppini's von Desiderio da Settignano, wo noch überdies eine Bemalung

hinzutritt. Was nun den figuralischen Schmuck anbelangt, der allerdings bei meiner Aufnahme erst in zweiter Linie berücksichtigt werden konnte, so stellen die fünf Hauptfelder Scenen aus dem Leben des heil. Franz von Assisi vor und zwar:

1. Papst Honorius bestätigt die Ordensregel des Heiligen;
2. Der Heilige geht vor dem Sultan unverletzt durch's Feuer;
3. Tod des Heiligen, was Sie in meinen Zeichnungen dargestellt sehen;
- das 4. und 5. Relief hat die Erscheinung der Wundmale vor dem Heiligen und das Martyrium von fünf Franziskanermönchen zum Gegenstande. Durchgehends sind diese Reliefs mit reichen architektonischen und landschaftlichen Hintergründen versehen und sind im Styl den Arbeiten des Ghiberti verwandt.

Zwischen den Konsolen befinden sich nun, wie Sie sehen, Nischen aus rothem Marmor, in welchen die fünf Statuetten der göttlichen Tugenden: Glaube, Liebe, Hoffnung, Stärke und Gerechtigkeit stehen. Von der einen Statuette, der Liebe, finden Sie auch eine naturgrosse Zeichnung ausgestellt.

Die auf die Kanzel führende Stiege ist im Pfeiler versteckt, und eine ganz gewöhnliche Holzterrasse. Nur die Thür dazu ist sehr interessant; dieselbe ist rückwärts am Pfeiler und etwas über dem Fussboden angebracht, um sie für Unberufene nicht praktikabel zu machen. Von diesem Thürchen sehen Sie eine möglichst getreue Aufnahme in Hälfte der natürlichen Grösse vor sich. Besonders schön ist daran die Intarsia-Arbeit, welche Kunst Benedetto mit grosser Vorliebe ausübte.

Benedetto da Majano führte die Kanzel im Auftrage eines gewissen Pietro Mellini, eines Florentiner Bürgers und Kaufmannes, aus, dessen Büste von des Künstlers Hand in der Gallerie der Uffizien aufbewahrt wird.

Wie Vasari berichtet, hatte man anfänglich stark gefürchtet, die Aushöhlung des Pfeilers werde denselben zu sehr schwächen und so die darauf ruhenden Gewölbe gefährden, doch Benedetto gleich dies durch eine Verstärkung des Pfeiler-Querschnittes am untern Theile wieder aus, so dass sich diese Besorgnisse als grundlos herausstellten.

Herr Oberingenieur A. Küstlin theilte die Ergebnisse der nach dem Systeme Küstlin und Battig ausgeführten Eisenbahnstrecke (mit eisernem Oberbau) zwischen Wasseraalpfingen und Goldshöhe in Württemberg mit. Die Einrichtung dieser Versuchsstrecke nach dem genannten System wurde noch von dem verstorbenen Könige angeordnet, allein dessungeachtet erfuhr dieselbe mannigfache Verzögerungen, und nur dem energischen Interesse, welches der gegenwärtige Minister der Verkehrs-Anstalten Frh. v. Varnbüler an der in das volkswirtschaftliche Leben tief eingreifenden Eisenbahnoberbau-Frage nahm, ist es zu danken, dass die bezeichnete Versuchsstrecke im laufenden Jahre ausgeführt worden ist.

Redner gab zahlreiche Details über die hüttenmännische Fabrication der Bestandtheile des Eisenoberbaues, über die Legung des letzteren und über die commissionelle Erprobung des fertig hergestellten Geleises. Die Resultate waren durchgehends so erfreulich befriedigend, dass Minister v. Varnbüler den Entschluss aussprach, den eisernen Oberbau auf sämtlichen württembergischen Bahnen einzuführen und alle Holzbestandtheile aus denselben zu entfernen.

Herr Oberingenieur A. Küstlin wird die Güte haben, einen ausführlichen Bericht in dieser Zeitschrift niederzulegen.

Literaturbericht.

Grundzüge der mechanischen Wärmetheorie, von Dr. Gustav Zeuner. Zweite vollst. umgearbeitete Auflage. Leipzig, Verlag von Arthur Felix 1866. 593 Seiten, gr. 8.

Besprochen von Gustav Schmidt, Professor am polytechnischen Landesinstitut zu Prag.

(Schluss.)

II.

Der dritte Abschnitt umfasst die Untersuchungen über das Verhalten der Dämpfe.

Bei einer Mischung einer Flüssigkeit und ihres Dampfes ist der spezifische Druck p nur allein eine Function der Tem-

peratur, nicht aber des spezifischen Volumens. Bei Zuführung von Wärme unter Constanterhaltung des Druckes bleibt auch die Temperatur constant, und ändert sich nur allein das spezifische Volumen. Zeuner bezeichnet das Volumen von 1 Kil. Wasser (oder einer anderen verdampfbaren Flüssigkeit) mit σ , das Volumen von 1 Kil. Dampf bei der Spannung p und zugehörigen absoluten Temperatur T mit s , und das Volumen von 1 Kil. Mischung aus x Kil. Dampf und $(1-x)$ Kil. Wasser mit v . Demnach ist:

$$v = xs + (1-x)\sigma = x(s-\sigma) + \sigma,$$

oder wenn ein für alle Mal

$$s-\sigma = u \quad \dots \dots \dots (97)$$

gesetzt wird:

$$v = ux + \sigma \quad \dots \dots \dots (98)$$

Dabei ist σ für alle Temperaturen hinreichend genau als constant anzusehen, und zwar für Wasser:

$$\sigma = 0,001 \text{ Cubikmet.}$$

und kann in den meisten practischen Rechnungen ganz vernachlässigt werden.

Erst wenn $x = 1$ geworden ist, also keine tropfbare Flüssigkeit mehr vorhanden ist, geht der Dampf bei weiterer Wärmezuführung in den überhitzten Zustand über, und befolgt andere Gesetze, welche noch sehr mangelhaft bekannt sind, jedoch jedenfalls als Grenzzustand zu dem Gay-Lussac-Mariotte'schem Gesetz:

$$pv = RT = \frac{2}{Am} \cdot T \quad [\text{Gleich. (32)}]$$

führen müssen, welches für Wasser

$$= H_2O \text{ wegen } m = 18 \text{ in } pv = \frac{T}{9A}$$

übergeht, oder wenn das mechanische Wärmeäquivalent $\frac{1}{A}$ mit 423mk angenommen wird:

$$pv = 47 T = 47 (273 + t) \quad \dots \dots (99)$$

Wir setzen daher mit Zeuner im Folgenden immer gesättigten oder nassen Dampf voraus, für welchen $x = 1$ ist.

Wird solcher nasser Dampf comprimirt, und dabei so viel Wärme von Aussen entzogen, dass während der Compression die Temperatur constant bleibt, so bleibt auch die Spannung p und die Grösse u der Gleichung (98) constant, und es verkleinert sich nur v , folglich x , d. h. es condensirt sich ein Theil des Dampfes *).

Den reciproken Werth des spezifischen Volumens v , nämlich $\gamma = \frac{1}{v}$, durch welchen das Gewicht der Volums-

einheit dargestellt wird, nennt Zeuner auffallender Weise so wie Redtenbacher die Dichtigkeit statt spezifisches Gewicht, in Consequenz der Ausdrücke spezifisches Volumen, spezifische Spannung, spezifische Wärme (Wärmemenge für die Gewichtseinheit). Es passt der überdiess unschöne Ausdruck „Dichtigkeit“ um so weniger, da man es mit einer Mischung zu thun hat, die in ihren Theilen verschiedene Dichtigkeit oder Dichte besitzt. Dagegen wird (Seite 289) mit dem Ausdruck „spezifisches Gewicht“ die relative Dichte des Dampfes in Hinsicht der atmosphärischen Luft für gleiche Temperatur und gleichen Druck verstanden.

Der Herr Verfasser theilt die empirischen Formeln mit, welche nach den Versuchen Regnault's die Eigenschaften des gesättigten (trockenen) Dampfes von Wasser, Aether, Alko-

* Die in vielen Büchern enthaltene Aeusserung, dass die Compression des Dampfes Condensation zur Folge hat, ist in dieser Fassung ganz unrichtig, denn wenn bei der Compression keine Wärme entzogen wird, so tritt zuerst Verdampfung der vorhandenen Flüssigkeit und dann Ueberhitzung des Dampfes ein, weil äussere Verschiebungsarbeit in innere Bewegungsarbeit umgewandelt wird.

hol, Aceton, Chloroform, Chlorkohlenstoff, Schwefelkohlenstoff, Quecksilber und Kohlensäure *) darstellen.

In diesen Formeln sowie im Folgenden bedeutet:

λ die Gesamtwärme, welche erforderlich ist, um aus 1 Kil. Flüssigkeit von 0° ($T = 273$) bei constantem Druck ein Kil. Dampf von t° ($T = 273 + t$) zu erzeugen.

q Die Flüssigkeitswärme, welche erforderlich ist, um bei diesem constanten Druck des Dampfes von t° die Flüssigkeit von 0° auf t° zu erwärmen.

$r = \lambda - q$ die Verdampfungswärme (Clausius) oder latente Wärme, welche erforderlich ist, um aus 1 Kil. Flüssigkeit von t° bei constantem Druck 1 Kilogr. Dampf von t° zu bilden.

Apu die äussere latente Wärme (Zeuner), d. i. jener Theil der Verdampfungswärme, welcher in äusseres Werk umgewandelt und zur Verrichtung der äusseren Arbeit $p(s - \sigma) = pu$ verbraucht wird.

$\rho = r - Apu$ die innere latente Wärme (Zeuner), d. i. jener Theil der Verdampfungswärme, welcher zu innerer Verschiebungs- und Bewegungs-Arbeit verbraucht wird.

$J = q + \rho = \lambda - r + \rho = \lambda - Apu$ die Dampfwärme (Zeuner), welche angibt, wie viel Calorien Wärme in der Gewichtseinheit von gesättigtem Dampf gewissen Druckes p und gewisser Temperatur t mehr enthalten sind, als in der Gewichtseinheit Flüssigkeit von 0° Temperatur.

Wir haben also:

$$\left. \begin{aligned} r &= \lambda - q \\ \rho &= r - Apu \\ J &= \lambda - Apu \\ q &= J - \rho \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (100)$$

Die Werthe von X und Y in den Hauptgleichungen (I), (II), (III) ergeben sich nun nach der S. 295 eingeschlagenen Methode folgendermaassen:

Die Flüssigkeit vom Gewichte $(1-x)$ enthält im Vergleich zum Zustande bei 0° die Wärme $q(1-x)$, der Dampf vom Gewichte x enthält im Vergleich zum Zustande als Flüssigkeit bei 0° die Dampfwärme xJ , folglich ist der ganze Wärmehalt in 1 Kil. Mischung:

$$q(1-x) + xJ = q + x(J - \rho) = q + \rho x,$$

und mithin die elementare Zunahme des inneren Werkes:

$$AdU = d(q + \rho x) \dots \dots \dots (101)$$

Beträgt das äussere Werk allgemein AdL , so ist die ganze zuzuführende Wärmemenge nach (4)

$$\begin{aligned} dQ &= A(dU + dL), \\ dQ &= d(q + \rho x) + AdL \dots \dots \dots (102) \end{aligned}$$

Bei Zustandsänderungen auf umkehrbarem Wege ist:

$$AdL = Apdv,$$

also

$$dQ = d(q + \rho x) + Apdv \dots \dots \dots (103)$$

$$dQ = \frac{d}{dp}(q + \rho x) dp + \left[Ap + \frac{d}{dv}(q + \rho x) \right] dv$$

Verglichen mit

$$dQ = A(Xdp + Ydv) \dots \dots \dots (III)$$

ist also:

$$AX = \frac{d}{dp}(q + \rho x)$$

$$AY = Ap + \frac{d}{dv}(q + \rho x)$$

Nun ist:

$$\rho x = \left(\frac{\rho}{u}\right) ux = \left(\frac{\rho}{u}\right)(v - \sigma)$$

$$q + \rho x = \left(q - \frac{\rho \sigma}{u}\right) + \frac{\rho}{u} v,$$

und es hängen q und $\frac{\rho}{u}$ nur von t oder von p , nicht aber von v ab, sind also bei der Differentiation nach v als Constante zu betrachten. Also ist:

$$\begin{aligned} \frac{d}{dp}(q + \rho x) &= \frac{d}{dp}\left(q - \frac{\rho \sigma}{u}\right) + v \frac{d}{dp}\left(\frac{\rho}{u}\right) \\ &= \frac{dq}{dp} + (v - \sigma) \frac{d}{dp}\left(\frac{\rho}{u}\right), \end{aligned}$$

und

$$\frac{d}{dv}(q + \rho x) = \frac{\rho}{u},$$

folglich

$$AX = \frac{dq}{dp} + (v - \sigma) \frac{d}{dp}\left(\frac{\rho}{u}\right) \dots \dots \dots (104)$$

$$AY = Ap + \frac{\rho}{u} = \frac{Apu + \rho}{u},$$

oder nach (100):

$$AY = \frac{r}{u} \dots \dots \dots (105)$$

Die Werthe (104) u. (105) in (III) gesetzt, erhält man:

$$dQ = dq + (v - \sigma) \frac{d}{dp}\left(\frac{\rho}{u}\right) dp + \frac{r}{u} dv \dots (106)$$

Ferner gibt die Hauptgleichung:

$$\left(\frac{dY}{dp}\right) - \left(\frac{dX}{dv}\right) = 1 \dots \dots \dots (I)$$

oder

$$\left(\frac{d \cdot AY}{dp}\right) - \left(\frac{d \cdot AX}{dv}\right) = A$$

bei Beachtung des Umstandes, dass die Variable v in Gleichung (104) nur in dem Factor $(v - \sigma)$ erscheint:

$$\frac{d}{dp}\left(\frac{r}{u}\right) - \frac{d}{dp}\left(\frac{\rho}{u}\right) = A \dots \dots \dots (107)$$

welche Gleichung wegen $r = \rho + Apu$ oder

$$\frac{r}{u} = \frac{\rho}{u} + Ap,$$

also:

$$\frac{d}{dp}\left(\frac{r}{u}\right) = \frac{d}{dp}\left(\frac{\rho}{u}\right) + A,$$

eine identische Gleichung ist, also nichts Neues liefert.

Dagegen gibt die zweite Hauptgleichung:

$$Y\left(\frac{dT}{dp}\right) - X\left(\frac{dT}{dv}\right) = T, \dots \dots \dots (II)$$

in welcher für gesättigten Dampf T als reine Function von p anzusehen ist, also:

$$\left(\frac{dT}{dp}\right) = \frac{dt}{dp} \text{ und } \left(\frac{dT}{dv}\right) = 0 \text{ ist:}$$

$$Y \cdot \frac{dt}{dp} = T, \text{ also wegen } Y = \frac{r}{Au}:$$

$$\frac{r}{u} = AT \cdot \frac{dp}{dt} \dots \dots \dots (108)$$

die wichtige, von Clausius gefundene Gleichung für gesättigte Dämpfe.

Mit Hilfe derselben kann u aus (106), oder bequemer aus (103) eliminirt werden. Zunächst ist wegen

$$\begin{aligned} \rho &= r - Apu \text{ und } v = ux + \sigma, \\ dQ &= dq + d(rx - Apux) + Apd(ux) \\ &= dq + d(rx) - Ad(pux) + Apd(ux) \\ &= dq + d(rx) - A \cdot uxdp, \end{aligned}$$

sodann wegen (108):

$$Audp = \frac{r dt}{T},$$

$$dQ = dq + d(rx) - \frac{r x}{T} dt \dots \dots \dots (109)$$

*) $H_2O = 18, C_2H_6O = 74, C_2H_4O = 46,$
 $C_2H_8O = 58, C_2HCl_3 = 119,5, C_2Cl_4 = 166,$
 $CS_2 = 76, Hg = 200, CO_2 = 44.$

oder auch

$$dQ = dq + \frac{Td(rx) - rxdT}{T},$$

$$dQ = dq + Td\left(\frac{rx}{T}\right) \dots \dots \dots (110)$$

Clausius hat der von ihm gefundenen Gleichg. (109) für dQ auch noch eine andere Form gegeben durch Einführung der specifischen Wärme c der Flüssigkeit von der Temperatur t :

$$c = \frac{dq}{dt} \dots \dots \dots (111)$$

Es ist hiemit:

$$dQ = cdt + rdx + xdr - \frac{rx}{T} dt + cxdT - cxdT$$

$$= (1-x)cdt + rdx + x\left(cdt + dr + \frac{rdT}{T}\right);$$

Clausius setzt:

$$c + \frac{dr}{dt} - \frac{r}{T} = h \dots \dots \dots (112)$$

wonach

$$dQ = c(1-x)dt + rdx + hxdT \dots \dots \dots (113)$$

als zweite Form des Werthes von dQ .

Kennt man r und $c = \frac{dq}{dt}$ als Functionen von t , so ist auch h eine solche. Die Bedeutung von h ergibt sich einfach, indem man die für constante Dampfmenge x_1 zuzuführende Wärmemenge mit dQ_1 bezeichnet, wonach

$$dQ_1 = c(1-x_1)dt + hx_1dT.$$

Das erste Glied $(1-x_1)cdt$ bezeichnet die der Flüssigkeit und das zweite Glied die dem Dampfgewichte x_1 zuzuführende Wärmemenge, wonach also $hxdT$ die der Gewichtseinheit Dampf zuzuführende Wärme bezeichnet, folglich h die specifische Wärme des gesättigten Dampfes bei constanter Dampfmenge ist. (Seite 312.)

Der Werth von h ist auch:

$$h = \frac{dq}{dt} + \frac{dr}{dt} - \frac{r}{T} = \frac{d(q+r)}{dt} - \frac{r}{T},$$

$$h = \frac{d\lambda}{dt} - \frac{\lambda - q}{T} \dots \dots \dots (114)$$

Die Grössen p , $\frac{dp}{dt}$, q , c , λ , r , h , Apu und ρ sind reine Functionen von t und sind in den Zeuner'schen Wasserdampftabellen nach folgenden Formeln berechnet:

Von $t = 0$ bis 100° (Seite 253.)

$$\log. p^{\text{mm}} = 4,7393707 - \text{Num. log. } (0,6117408 - 0,003274463 t) + \text{Num. log. } (-1,8680093 + 0,006864937 t)$$

Von $t = 100$ bis 200°

$$\log p^{\text{mm}} = 6,2640348 - \text{Num. log. } (0,6593123 - 0,001656138 t) - \text{Num. log. } (0,0207601 - 0,005950708 t)$$

Für $t = 100^\circ$ geben beide Formeln $p = 760^{\text{mm}}$, entsprechend 10334 Kilo. per □ Meter.

Von $t = 0$ bis 100° (Seite 259.)

$$\frac{1}{p} \cdot \frac{dp}{dt} = \text{Num. log. } (-1,1486877 - 0,003274463 t)$$

$$+ \text{Num. log. } (-3,3069414 + 0,006864937 t)$$

Von $t = 100$ bis 200°

$$\frac{1}{p} \cdot \frac{dp}{dt} = \text{Num. log. } (-1,3971597 - 0,001656138 t)$$

$$+ \text{Num. log. } (-1,4802398 - 0,005950708 t)$$

Für $t = 100^\circ$ geben beide Formeln nicht ganz gleiches

Resultat. Erstere gibt $\frac{1}{p} \frac{dp}{dt} = 0,035806$, letztere $0,035775$, welcher letztere Werth sich in den Zeuner'schen Tabellen eingetragen findet.

Ferner nach Regnault (Seite 262 und 266)

$$q = t + 0,00002 t^2 + 0,0000003 t^3 \dots \dots \dots (115)$$

$$c = 1 + 0,00004 t + 0,0000009 t^2 \dots \dots \dots (116)$$

$$\lambda = 606,5 + 0,305 t \dots \dots \dots (117)$$

$$r = 606,5 - 0,695 t - 0,00002 t^2 - 0,0000003 t^3 \dots \dots \dots (118)$$

$$h = 0,305 - \frac{606,5 - 0,695 t - 0,0^4 2 t^2 - 0,0^4 3 t^3}{273 + t}$$

$$= - \left[\frac{523,235 - t - 0,0^4 2 t^2 - 0,0^4 3 t^3}{273 + t} \right] \dots \dots \dots (119)$$

Nach Gleichung (108) wurde zuerst

$$\frac{r}{Ap u} = T \cdot \frac{dp}{p dt}$$

mit Benützung obigen Werthes von $\frac{dp}{p dt}$ in eine von 5 zu 5 Graden fortschreitende Tabelle gebracht, desgleichen der reciproke Werth $\varphi = \frac{Ap u}{r}$ (Anhang Seite III) und das Product $\varphi r = Ap u$, woraus sich die Werthe von $\rho = r - Ap u$ in Tabellenform ergaben. Diese Werthe wurden nun ersetzt durch die aus ihnen abgeleitete empirische Formel

$$\rho = 575,40 - 0,791 t \dots \dots \dots (120)$$

womit dann $Ap u = r - \rho$ oder

$$Ap u = 31,10 + 0,096 t - 0,0^4 2 t^2 - 0,0^4 3 t^3 \dots \dots \dots (121)$$

neuerdings berechnet und in die nach dem Drucke p geordnete (nach Zehntel Atmosphären fortschreitende) Haupttabelle für den Wasserdampf (Anhang Seite XXI) eingetragen wurde. *)

Hiemit ergab sich schliesslich u und $v = u + \sigma = u + 0,001$, endlich das specifische Gewicht

$$\gamma = \frac{1}{v} = \frac{1}{u + 0,001} \dots \dots \dots (122)$$

Aehnliche Tabellen sind für die andern Dämpfe beigegeben.

Bemerkenswerth ist, dass sich hierbei ergibt (Seite 279), dass der Werth von $\frac{r}{u}$ also auch nahezu von $\frac{r}{s}$, somit die Verdampfungswärme der Volumseinheit Dampf bei gleichem Druck für alle Dämpfe ziemlich gleich gross ist **). Wasser und Alkohol zeigen die grösste Abweichung von den Mittelwerthen.

Ein weiterer Paragraph (Seite 285) ist der „Dichtigkeit“ γ des Dampfes gewidmet. Die bis in die letztere Zeit allgemein gemachte Annahme, dass sich die Dämpfe im gesättigten Zustande ebenfalls dem Gay-Lussac-Mariott'schen Gesetze unterwerfen, wurde zuerst von Clausius (1850) bekämpft und aus den Formeln der mechanischen Wärmetheorie speciell für Wasserdämpfe der Grad der Abweichung ermittelt. Würde die frühere Annahme richtig sein, so müsste für alle Temperaturen die relative Dichte des Wasserdampfes (für welchen das Moleküllgewicht $m = 18$ ist) in Vergleich zu Luft von gleicher Spannung und Temperatur (Zeuner nennt es das „specifische Gewicht“) nach unserer Formel (38)

$$\varepsilon = 0,034676 m = 0,62417$$

sein, während ε nach den Berechnungen Zeuner's folgende Werthe für verschiedene Spannungen p in Atmosphären besitzt:

*) Für $t = 35^\circ$ ist $r = 582,1376$, $\varphi = 0,058609$, $Ap u = r\varphi = 34,1185$, $\rho = r - Ap u = 548,0191$, während Formel (120) $\rho = 547,7150$, also um $0,3041$ zu klein, folglich $Ap u$ nach (121) um ebensoviel oder um nahe 1% des wahren Werthes zu gross gibt. Für andere Werthe von t beträgt der Fehler in $Ap u$ weniger.

Die empirische Formel $Ap u = 30,456 \log. \text{ nat. } \frac{T}{100}$, von welcher es in der ersten Auflage Seite 89 heisst, dass man nach Allem fast schliessen möchte, sie stelle das wirkliche Gesetz der Beziehungen zwischen p , u und t dar, und dass man wenigstens behaupten könne, dass sie das Verhalten des gesättigten Dampfes mit gleicher Genauigkeit, vielleicht schärfer darstellt, wie die Gleichung $p v = R(a + t)$ das der permanenten Gase, hat Zeuner diesmal fallen gelassen. (Seite 284.)

**) Die Temperaturen sind, bei gleichem Druck, bei verschiedenen Dämpfen verschieden.

p Atm.	E
0,1	0,621
0,5	633
1	640
2	648
5	662
10	676

Die diessbezüglichen neueren Versuche von Tate und Fairbairn stehen mit diesen Resultaten der mechanischen Wärmetheorie in guter Harmonie. Fairbairn hat aus seinen Versuchen eine empirische Formel für das spezifische Volumen s des gesättigten trockenen Dampfes von dem Atmosphärendruck p gezogen, welche in französisches Maass übertragen lautet:

$$s = 0,02562 + \frac{1,65477}{p + 0,02406} \dots (123)$$

Für $p = 1$ Atm. folgt $s = 1,6415$, dagegen nach Zeuner $s = u + 0,001 = 1,6504$, und nach der, der älteren Annahme entsprechenden Formel (99)

$$s = \frac{47,373}{10334} = 1,6965$$

Da die Adhäsion des Dampfes an die Gefässwände auf Verkleinerung des Beobachtungsergebnisses s hinwirkt, so erklärt sich, dass die nach (123) berechneten Werthe, von etwa $p = \frac{3}{4}$ Atm. aufwärts, kleiner sind als die Zeuner'schen.

Die Navier'sche Formel

$$\gamma = \frac{1}{s} = \alpha + \beta p \dots (124)$$

zeigt sich nach Zeuner nicht haltbar und kann viel genauer durch

$$\gamma = \alpha p^{\frac{1}{n}} \dots (125)$$

ersetzt werden (Seite 294), worin

$$\left. \begin{aligned} \alpha &= 0,6061 \\ \frac{1}{n} &= 0,9393 \end{aligned} \right\} \dots (126)$$

zu setzen ist, wenn p in Atmosphären eingesetzt wird.

Es mag hiezu noch bemerkt werden, dass sich die Zeuner'schen Tabellenwerthe von $s = u + 0,001$ und $\gamma = \frac{1}{s}$ auch durch die nachfolgende empirische Formel darstellen lassen:

$$\frac{ps}{T} = 55,7 - 0,027 T \dots (127)$$

wie folgender Vergleich zeigt:

p Kilogr.	t	$\gamma = \frac{1}{s}$ nach (127)	γ Zeuner	Fehler in %
62,548	0	0,004741	0,004747	- 0,12
1033,4	46,21	0,68768	0,68720	+ 0,07
5167,0	81,71	31586	31531	+ 0,18
10334	100	60726	60591	+ 0,22
20668	120,60	1,16516	1,16306	+ 0,18
51670	152,22	2,74838	2,7500	- 0,05
103340	180,31	5,24617	5,2704	- 0,46
144676	195,53	7,17394	7,2283	- 0,76

Hiernach wäre die für sehr überhitzten Dampf geltende Constante 47 der Formel (99) bei gesättigtem trockenem Dampf durch 55,7 ($1 - 0,000485 T$) zu ersetzen.

Unserer Auffassung nach können die Debatten über diese Frage nicht geschlossen werden, bis die Versuche Fair-

bairns durch mehrfache Wiederholungen bestätigt sind, und nachgewiesen wird, dass die Resultate durch die Molecularwirkung der Gefässwände auf den am Condensationspunkte befindlichen Dampf nicht in weit höherem Maass beirrt wurden, als man zuzugeben geneigt ist, nämlich die beobachteten Werthe von s wirklich nicht bedeutend zu klein sind.

Von Seite 302 bis 345 werden die Curve constanter Dampfmenge, dann die isothermische, isodynamische und adiabatische Curve der Dampf- und Flüssigkeitsmischungen besprochen.

Die Curve constanter Dampfmenge von 1 Kil. hat das Volumen $v = s$ des gesättigten trockenen Dampfes als Abscisse, und die zugehörige Spannung p als Ordinate. Ihre wahrscheinliche Gleichung (Seite 294) ist durch (125) gegeben:

$$\frac{1}{s} = \alpha p^{\frac{1}{n}}$$

oder

$$\left(\frac{1}{s}\right)^n = \alpha^n p$$

oder (Seite 294)

$$ps^n = \left(\frac{1}{\alpha}\right)^n = 1,704 \left\{ \dots \dots \dots (128) \right.$$

$$n = 1,0646$$

somit

$$\frac{p}{p_1} = \left(\frac{s_1}{s}\right)^{1,0646} \dots \dots \dots (129)$$

Der trockene Dampf hat (im Vergleich mit nassem, nicht mit überhitztem) das Maximum der Spannung bei gleichem Volumen v der Gewichtseinheit; der nasse Dampf ($x < 1$) hat nämlich bei gleichem v zufolge der Gleichung $v = ux + \sigma$ immer grösseres u also kleineres p ; die Curve constanter Dampfmenge ist also eine Grenzcurve, d. h. jeder innerhalb der von der Curve begrenzten Fläche gelegene Punkt entspricht einer Mischung von Dampf und Flüssigkeit, jeder ausserhalb der Curve gelegene Punkt dagegen dem überhitzten Zustande, für welchen die Formeln nicht mehr anwendbar sind.

Die isothermische Curve (Druckcurve bei constanter Temperatur) ist eine bis zur Grenzcurve reichende, zur Abscissenaxe parallele Linie, weil der Druck p des nassen Dampfes nur von der Temperatur, nicht aber von dem variablen Volumen $v = ux + \sigma$ abhängt.

Die isodynamische Curve (Druckcurve bei constanter innerer Arbeit) entspricht der Gleichung $dU = 0$, also nach (101)

$$d(q + px) = 0,$$

somit

$$q + px = q_1 + p_1 x_1 \dots \dots \dots (130)$$

welche in Verbindung mit $v = ux + \sigma$, $v_1 = u_1 x_1 + \sigma$ die graphische Darstellung der Curve gestattet. Für $x_1 = 1$ lässt sich die erhaltene Curve (nach Seite 307) mit genügender Genauigkeit durch die Gleichung:

$$p = p_1 \left(\frac{v_1}{v}\right)^{1,0456}$$

$$= p_1 \left(\frac{s_1}{s}\right)^{1,0456} \dots \dots \dots (131)$$

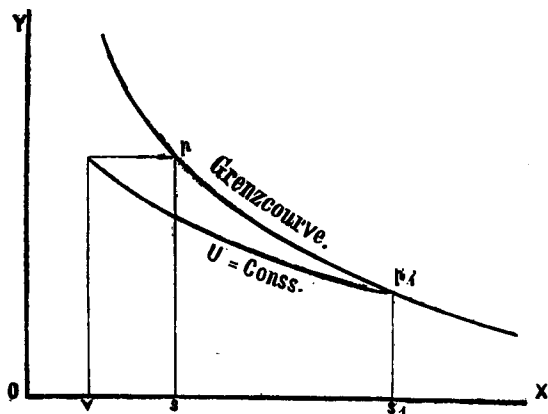
darstellen. Diess gibt verglichen mit (129) und mit Bezug auf nebenstehende Figur:

$$\left(\frac{s_1}{s}\right)^{1,0646} = \left(\frac{s_1}{v}\right)^{1,0456}$$

$$\frac{v}{s_1} = \left(\frac{s}{s_1}\right)^{1,0182} = \left(\frac{s}{s_1}\right)^{1,0182} \cdot \frac{s}{s_1}$$

$$v = \frac{s}{\left(\frac{s_1}{s}\right)^{0,0182}} < s \text{ wenn } s_1 > s$$

d. h. bei der Compression des gesättigten trockenen Dampfes nach der isodynamischen Curve, findet ein Niederschlagen des



Dampfes statt, umgekehrt bei der Expansion (von v auf v_1) eine Verdampfung.

Es findet diess bei allen bisher untersuchten Dämpfen statt.

Soll eine Expansion nach der Grenzcurve stattfinden, so beträgt wegen x constant = 1 die zuzuführende Wärmemenge nach (113):

$$Q = \int_{t_1}^{t_2} h dt = \int_{t_1}^{t_2} (-hT) dt$$

und diess Integral hat gemäss der Gleichung (119) einen positiven Werth, weil bei der Expansion die Anfangstemperatur t_1 grösser ist, als die Endtemperatur t_2 . Ebenso ist Q für alle andern Dämpfe positiv, für welche h oder hT negativ ist, wie beim Wasserdampf, und es ist diess in der That bei allen untersuchten Dämpfen der Fall mit einziger Ausnahme des Aethers, für welchen h positiv, also die bei der Expansion nach der Grenzcurve zuzuführende Wärmemenge negativ ist. — Hieraus folgt, dass bei allen gesättigten trockenen Dämpfen, mit Ausnahme des Aethers, während der Expansion Wärme zugeführt werden muss, wenn $x = 1$, d. h. aller Dampf dampfförmig bleiben soll, und dass folglich mit der Expansion eine theilweise Condensation verbunden ist, wenn keine Wärme zugeführt wird (Expansion nach der adiabatischen Curve), welche merkwürdige Eigenschaft zuerst von Clausius und Rankine entdeckt, und durch Versuche Hirn's bestätigt wurde, der auch zuerst entdeckte, dass Aether eine Ausnahme mache.*)

Die Gesetze der Expansion nach der adiabatischen Curve (ohne Wärmezuführung) ergeben sich, indem man in (110) $dQ = 0$ setzt:

$$\frac{dq}{T} + d\left(\frac{rx}{T}\right) = 0$$

oder wenn mit Zeuner (Seite 321)

$$\int_0^1 \frac{dq}{T} = \tau \quad (132)$$

gesetzt wird:

$$\frac{rx}{T} + \tau = \frac{r_1 x_1}{T_1} + \tau_1 \quad (133)$$

Die Werthe des Integrals τ und des Quotienten $\frac{r}{T}$ hat Zeuner in eine Tabelle gebracht (S. 316). Uebrigens kann man auch hinreichend genau $dq = c dt$ setzen, und c für Wasser als constant = 1,0224 betrachten, also

*) In meiner „Theorie der Dampfmaschinen“ Freiberg 1861, S. 71, habe ich einen populären Weg eingeschlagen, um zu dem Resultate zu gelangen, dass die Expansion des Wasserdampfes ohne Wärmezuführung mit Condensation verknüpft sein müsse. Ich habe nämlich gezeigt, dass die versuchsweise Anwendung der Poisson'schen Formeln (60) bis (63) auf den gesättigten trockenen Wasserdampf bei der Compression einen überhitzten, folglich möglichen Zustand ergebe, während die Anwendung dieser Formeln bei der Expansion einen unterhitzten, folglich unmöglichen Zustand ergebe, der erst durch theilweise Condensation und folglich Freiwerden gebundener Wärme in einen möglichen Zustand übergeführt werden muss.

$$\tau = \int_0^1 \frac{dq}{T} = \int_0^1 c \frac{dT}{T} = c \log. \text{ nat. } \frac{T}{273} \quad (134)$$

wodurch (133) in

$$\frac{rx}{T} = \frac{r_1 x_1}{T_1} + c \log. \text{ nat. } \frac{T_1}{T} \quad (135)$$

übergeht, eine zuerst von Clausius und Rankine aufgestellte Gleichung.

Befindet sich z. B. in einem Cylinder 1 Kil. gesättigter trockener Dampf von 4 Atm. Druck, so ist (Seite 324) $t_1 = 144,00$, $T_1 = 417$, $x_1 = 1$, $\tau_1 = 0,42711$, $\frac{r_1}{T_1} = 1,21129$, $u_1 = 0,4474$, sonach das Anfangsvolumen $v_1 = u_1 + \sigma = 0,4484$ Cub.-Met. und nach (133)

$$\frac{rx}{T} + \tau = 1,63840;$$

bei Expansion ohne Wärmezuführung bis auf eine Atmosphäre Druck, wird entsprechend $t = 100$:

$$\tau = 0,31356, \frac{r}{T} = 1,43834, \text{ womit}$$

$$x = 0,9211 \text{ Kil., dann nach Tabelle:}$$

$$u = 1,6494, \text{ also } v = ux + \sigma = 1,5203 \text{ Cub.-Met.}$$

und das Expansionsverhältniss:

$$E = \frac{v}{v_1} = 3,390$$

Die Dampfmenge, die sich bei dieser mehr als dreifachen Expansion niederschlägt, beträgt $1 - x = 0,0789$ Kil. d. i. nahe 8 Procent.

Jeder gegebenen Endspannung p entspricht also bei Expansion nach der adiabatischen Curve von einem bestimmten Anfangszustande p_1, v_1, T_1 aus, ein bestimmtes Endvolumen v , welches sich auf obigem Wege ermitteln, und dann als Abscisse sammt zugehöriger Ordinate p graphisch auftragen lässt, wodurch sich die durch Punct v_1, p_1 gehende adiabatische Curve ergibt. Auf diesem empirischen Wege fand Zeuner, dass sich die Gleichung der adiabatischen Curve hinreichend genau unter der zuerst von Rankine aufgestellten mit (61) analogen Form:

$$\frac{p}{p_1} = \left(\frac{v_1}{v}\right)^\mu \quad (136)$$

darstellen lasse, wenn man für Wasserdampf

$$\mu = 1,035 + 0,1 x_1 \quad (137)$$

setzt, und dabei $x_1 = 0,7$ voraussetzt (S. 344 *).

Für $x_1 = 1$, d. h. für die Expansion gesättigten trockenen Dampfes folgt das Expansionsgesetz:

$$\frac{p}{p_1} = \left(\frac{v_1}{v}\right)^{1,135} \quad (138)$$

Rankine bestimmte den Exponenten μ seiner Formel (136) auf $\frac{10}{9}$, Grashot auf 1,14, wofür ich in einer Besprechung von „Völckers's Indicator“ **) den Werth 1,135 annahm.

*) Die Seite 341 gegebene Tab. für $p_1 = 4, 2, 1$ Atm. lässt sich noch durch folgenden Zusatz für $p_1 = 8$ erweitern:

Anfangsdruck p_1 in Atm	Specifische Dampfmenge im Anfang	Enddruck in Atmosphären		
		0,5	1	2
8	$x_1 = 0,90$	$\mu = 1,1235$	1,1265	1,1296
	0,80	1,1133	1,1154	1,1175
	0,70	1,1007	1,1017	1,1025

**) Zeitschrift des österr. Ingenieur-Vereins, Jahrg. XV, 1863, S. 193.

Die Rankine'sche Formel (136) gibt die von dem expandirenden Dampf verrichtete äussere Arbeit:

$$L = \int p dv = \int p_1 \left(\frac{v_1}{v} \right)^\mu dv = p_1 v_1^\mu \int v^{-\mu} dv$$

$$= p_1 v_1^\mu \cdot \frac{v^{-\mu+1}}{-\mu+1} \Big|_{v_1}^v = \frac{p_1 v_1^\mu}{\mu-1} \left(v_1^{-\mu+1} - v^{-\mu+1} \right)$$

$$L = \frac{p_1 v_1}{\mu-1} \left[1 - \left(\frac{v_1}{v} \right)^{\mu-1} \right]$$

und wenn das Expansionsverhältniss

$$\frac{v}{v_1} = \varepsilon$$

gesetzt wird:

$$L = \frac{p_1 v_1}{\mu-1} \left[1 - \left(\frac{1}{\varepsilon} \right)^{\mu-1} \right] \quad (139)$$

vollkommen analog mit Gleichung (66) für permanente Gase. Für trockenen Dampf folgt:

$$L = 7,41 p_1 v_1 \left[1 - \left(\frac{1}{\varepsilon} \right)^{0,135} \right] \quad (140)$$

Diesen hier dargelegten einfachen Zusammenhang der Gleichung (138) mit (139) habe ich in meiner „Theorie der Dampfmaschinen“ übersehen, und es ist auch keinem der Herren Kritiker aufgefallen, dass die Gleichungen (136) und (139) in nothwendiger Wechselbeziehung stehen, und nicht die eine (139) angenommen, die andere aber (136) mit der Annahme $\mu = \kappa = 1,41$ verworfen werden kann. Ich habe in jenem Werke §. 21 nachgewiesen, dass die Poisson'sche Formel (dort Nr. 67 S. 68)

$$\frac{p}{p_1} = \left(\frac{v_1}{v} \right)^\kappa = \left(\frac{1}{\varepsilon} \right)^\kappa$$

worin κ das Verhältniss der Wärmecapacitäten

$$\frac{c_p}{c_v} = \frac{0,3822}{0,2711} = 1,41$$

bedeutet, für die Expansion des Wasserdampfes nicht gelten könne, weil sie auf einen unmöglichen überhitzten Zustand führt, und dass eben desswegen bei der Expansion des Wasserdampfes theilweise Condensation stattfinden müsse, um durch die dabei frei werdende Wärme aus dem unterhitzten Dampf einen gesättigten zu machen. Ich glaubte aber, dass dieser innere Vorgang keinen Einfluss auf die äussere Arbeit üben könne, und dass daher diese doch nach der Gleichung (66) für permanente Gase berechnet werden dürfe, d. i. wegen $\kappa = 1,41$ nach der Gleichung:

$$L = 2,44 p_1 v_1 \left[1 - \left(\frac{1}{\varepsilon} \right)^{0,41} \right] \quad (141)$$

Der Unterschied dieser Gleichung gegen die richtigere (140) ist nicht gar so gross, als er zu sein scheint. Es ist z. B.:

Für ε	$\frac{L}{p_1 v_1}$		
	nach (140)	nach (141)	Fehler von (141)
2	0,6625	0,6036	8,9 %
4	1,2649	1,0579	15,8 %
8	1,8140	1,4003	22,8 %

und so gross auch ein Fehler von 16 % in der Expansionswirkung bei 4facher Expansion immerhin ist, so wird er bei Berechnung der Dampfmaschinen durch Addition der Volldruckwirkung doch erheblich verwischt, denn die Gesamtwirkung wird beziehungsweise durch die um die Einheit vergrösserten Zahlen 2,2649 und 2,0579 repräsentirt, von wel-

chen letztere nur mehr um 9,1 % des richtigen Werthes zu klein ist. Dieser Fehler ist nicht so gross, dass sich durch die damals bekannt gewesenen Beobachtungsdaten der Fehler in meiner Theorie zu erkennen gegeben hätte.

Jedenfalls muss ich mich gegen die Aeusserung des Hrn. Prof. Zeuner, S. 337, verwahren: „Gust. Schmidt hat diese Formel [die Rankine'sche (136)] benützt, macht jedoch kurzweg die Annahme, der gesättigte Wasserdampf verhalte sich in jeder Beziehung wie ein permanentes Gas, und es seien selbst bei beiden Gasarten die adiabatischen Curven identisch. Er setzt daher wie beim permanenten Gase

$$\mu = 1,41,$$

eine Annahme, die durch nichts gerechtfertigt wird, und auf sehr unrichtige Resultate führt.“

Diese Aeusserung ist in vollem Widerspruche mit dem, was ich in meinem Werke gesagt und oben kurz dargelegt habe, und von den „adiabatischen Curven“ habe ich im Jahre 1861 ebenso wenig gewusst, wie Hr. Prof. Zeuner in seiner ersten Auflage der „Grundzüge“ 1860, sonst hätte ich den leicht verzeihlichen Fehlschluss sicher nicht begangen, oder Jemand anderer hätte ihn sogleich entdeckt. Uebrigens wird durch meinen Irrthum nicht die Form der Theorie beeinflusst, sondern es ändern sich nur die numerischen Werthe meines Coefficienten f^* .

Die Anwendung der Gleichung (133) in numerischen Beispielen führt Zeuner unter Anderm auch zu dem interessanten Resultate, dass $x =$ oder nahe $= 0,5$ der Grenzwert ist, für welchen bei erfolgreicher Expansion ohne Wärmezuführung eben keine Condensation mehr eintritt. Ist $x < 0,5$, d. h. ist anfangs dem Gewichte nach weniger Dampf als Wasser vorhanden, so ist die Expansion nicht mit Condensation, sondern mit Verdampfung eines Theiles des Wassers verbunden, wie verschieden auch die Anfangsspannung gewesen sein mag, und umgekehrt erfolgt dann Condensation bei der Compression ohne Wärmeentziehung. Indessen beweist Zeuner S. 328, dass dieser Grenzwert von x_1 für einen bestimmten Dampf keine absolute Constante sein kann, und mithin die gefundenen Abweichungen von $x_1 = 0,4599$ bis $0,5606$ bei Wasserdampf nicht auf Ungenauigkeiten beruhen.

Die Beispiele über das Verhalten der Dampf- und Flüssigkeitsmischungen, wenn die Zustandsänderungen auf umkehrbarem Wege erfolgen, S. 346 bis 361, überspringend, gelangen wir zu den nicht umkehrbaren Processen, S. 362, für welche man auf Glchg. (102)

$$dQ = d(q + px) + AdL$$

zurückkehren muss. Bedeutet p' den variablen äusseren Druck welcher während des Processes überwunden wird, so ist

$$dL = p'dv,$$

also

$$dQ = d(q + px) + A p' dv \quad (142)$$

somit

$$Q = q_2 - q_1 + p_2 x_2 - p_1 x_1 + A \int_{v_1}^{v_2} p' dv \quad (143) **$$

wobei das Anfangs- und Endvolumen durch

$$v_1 = u_1 x_1 + \sigma, \quad v_2 = u_2 x_2 + \sigma$$

gegeben ist. Statt q, p, x, u, v können auch die variablen Grössen q, p, x, u, v eingesetzt werden, welchen die Spannung p und Temperatur t entspricht, die sich ergeben würden, wenn in dem bestimmten Momente das eben vorhandene Volumen v der Gewichtseinheit so lange unverändert erhalten würde, bis die Dampf- und Flüssigkeitsmischung (natürlich ohne Wärmezutritt von Aussen) in den Gleichgewichtszustand übergegangen wäre.

*) Hrabák; „Ueber den günstigsten Expansionsgrad doppelt wirkender Dampfmaschinen.“ — Zeitschrift des österr. Ingenieur-Vereins 1864, Seite 97.

**) Seite 363 Gleichung (282) lies $x_2 p_2 - x_1 p_1$ statt $x_1 p_1 - x_2 p_2$.

*) Ebendasselbst.

Von den gegebenen Beispielen heben wir den Fall hervor, wo p' constant, aber kleiner als der variable Gleichgewichtsdruck p ist und von Aussen keine Wärme mitgeteilt wird, also $Q = 0$ ist (S. 370).

Dann ist nach (143)

$$q - q_1 + p x - p_1 x_1 + A p' (v - v_1) = 0$$

und wegen

$$v - v_1 = u x - u_1 x_1$$

$$q + x (p + A p' u) = q_1 + x_1 (p_1 + A p' u_1).$$

Tritt die Dampf- und Flüssigkeitsmischung, oder kurz gesagt, der nasse Dampf, in ein Vacuum ein, so ist $p' = 0$, also

$$q + p x = q_1 + p_1 x_1$$

übereinstimmend mit (130), d. h. die Gleichgewichts-Druck-curve fällt mit der isodynamischen Curve zusammen, folglich findet, wie bei dieser, für alle Dampfarten bei der Ausdehnung ein Verdampfen eines Theiles der Flüssigkeit statt (S. 374). Wäre der Dampf nicht nass, sondern trocken gewesen, so würde er nach dem Uebertritt in das Vacuum überhitzt sein.

Aehnliches findet statt, wenn der Dampf eine eng gestellte Drosselklappe passirt. Der Dampf hat nach Passirung der Klappe geringere Temperatur und Spannung und geringeren Wassergehalt, und ist möglicher Weise sogar auch überhitzt. Bekanntter Massen benützt man auch das Sperrventil der Dampfkessel, um durch dessen enge Stellung einem zu grossen Wassergehalte des Cylinderdampfes abzuhehlen. Jedenfalls ist es rationell, die Spannung im Kessel immer thunlichst nahe der concessionirten Spannung zu halten, und durch eine nicht übertriebene Drosslung das Mitreissen des Wassers in den Cylinder thunlichst zu vermeiden.

Wichtiger ist das Condensatorproblem, S. 375. Das Gefäss A vom Volumen V_1 enthalte M_1 Kil. Mischung, wovon $M_1 x_1$ dampfförmig vom Zustande p_1, t_1 und $M_1 (1 - x_1)$ im tropfbarflüssigen Zustande. Gefäss B vom Volumen V_2 enthalte M_2 Kil. Mischung von gleicher Art, und zwar $M_2 x_2$ Dampf vom Zustande p_2, t_2 und $M_2 (1 - x_2)$ Flüssigkeit. Man stellt ohne Zufuhr von Wärme die Communication zwischen A und B her, und fragt um den Endzustand im Volumen $(V_1 + V_2)$, worin $(M_1 + M_2)$ Kil. Mischung mit $(M_1 + M_2)x$ Kil. Dampfgehalt vom Zustande p, t .

Das spezifische Volumen in A ist:

$$v_1 = u_1 x_1 + \sigma,$$

also

$$V_1 = M_1 (u_1 x_1 + \sigma),$$

ebenso

$$V_2 = M_2 (u_2 x_2 + \sigma).$$

und

$$V = V_1 + V_2 = (M_1 + M_2) (u x + \sigma),$$

also:

$$(M_1 + M_2) (u x + \sigma) = M_1 (u_1 x_1 + \sigma) + M_2 (u_2 x_2 + \sigma),$$

oder

$$(M_1 + M_2) u x = M_1 u_1 x_1 + M_2 u_2 x_2 \dots (144)$$

Bezeichnet ferner U_0 die innere Arbeit in der Gewichtseinheit Flüssigkeit von 0° Temperatur, so ist der Gesamtbetrag *) U_1 des inneren Werkes im Gefässe A vor der Mischung zufolge (101):

$$A U_1 = M_1 (A U_0 + q_1 + p_1 x_1),$$

ebenso:

$$A U_2 = M_2 (A U_0 + q_2 + p_2 x_2),$$

und nach der Mischung:

$$A U = (M_1 + M_2) (A U_0 + q + p x).$$

Da weder äussere Arbeit verrichtet, noch Wärme zugeführt wurde, so muss $U = U_1 + U_2$ sein, somit auch:

$$(M_1 + M_2) (q + p x) = M_1 (q_1 + p_1 x_1) + M_2 (q_2 + p_2 x_2) \quad (145)$$

*) Das Wort „Mehrbetrag“ S. 376, Zeile 7 von unten ist ein Schreibfehler.

Aus (144) x gesucht und in (145) eingesetzt, erhält man:

$$(M_1 + M_2) q + (M_1 u_1 x_1 + M_2 u_2 x_2) \frac{p}{u} = M_1 (q_1 + p_1 x_1) + M_2 (q_2 + p_2 x_2) \quad (146)$$

Die Gleichungen (144) und (146), in welche Zeuner Seite 377 noch $M_2 = K M_1$ einsetzt, lösen das Problem.

Ist ausser $\frac{M_2}{M_1}$ auch $\frac{V_2}{V_1}$ und x_1 gegeben, so bestimmt sich x_2 aus:

$$\frac{V_2}{V_1} = \frac{M_2}{M_1} \left(\frac{u_2 x_2 + \sigma}{u_1 x_1 + \sigma} \right) \dots \dots \dots (147)$$

und hinreichend genau

$$x_2 = \left(\frac{u_1}{u_2} \right) \left(\frac{V_2}{V_1} \right) \left(\frac{M_1}{M_2} \right) x_1 \dots \dots \dots (148)$$

Ist z. B. das Gefäss A ein Cylinder mit expandirtem Dampfe von 1,5 Atm. Spannung und der spezifischen Dampfmenge $x_1 = 0,8$, dagegen B ein Condensator vom Volumen $V_2 = 3 V_1$ und $M_2 = 25 M_1$ Wasser und Dampfgehalt von 0,1 Atm. Spannung, so ist nach Tab. 10 S. XX des Anhangs:

$$q_1 = 112,41, \quad p_1 = 487,01, \quad u_1 = 1,126,$$

$$q_2 = 46,28, \quad p_2 = 538,85, \quad u_2 = 14,551$$

$$x_2 = \frac{1,126}{14,551} \cdot \frac{3}{25} \cdot 0,8 = 0,0074.$$

[nach (147) richtiger 0,007368.]

Gleichung (146) gibt also nach Division mit M_1 :

$$26 q + (0,9008 + 25 \cdot 14,551 \cdot 0,0074) \frac{p}{u} = 112,41 + 389,61 + 25 (46,28 + 538,85 \cdot 0,0074)$$

oder

$$26 q + 3,5927 \frac{p}{u} = 1758,75.$$

Nach Tab. 10 ist aber für $p = 0,2$ Atm.

$$q = 60,59, \quad \frac{p}{u} = 69,95,$$

also

$$26 q + 3,5927 \frac{p}{u} = 1826,65.$$

Durch Interpolation findet man genauer:

$$p = 0,186 \text{ Atm.}, \quad t = 58^\circ,5, \quad u = 8,5,$$

also nach (144):

$$26,85 x = 3,5927, \text{ woraus } x = 0,0162.$$

Die schliesslich vorhandene Wassermenge ist also:

$$(1 - x) (M_1 + M_2) = 0,9838 \cdot 26 M_1 = 25,58 M_1,$$

während die anfänglich vorhanden gewesene Wassermenge

$$(1 - x_1) M_1 + (1 - x_2) M_2 = 0,2 M_1 + 0,9926 \cdot 25 M_1 = 25,02 M_1$$

war. Es hat sich also eine Dampfmenge vom Gewichte $0,56 M_1$ condensirt.

Zeuner rechnet dasselbe Beispiel unter der Annahme, dass im Cylinder trockener Dampf gewesen sei ($x_1 = 1$), und findet (S. 378) die Dampfspannung nach der Mischung $p = 0,2$ Atm und die Condensationsmenge

$$(1,2316 - 0,5964) M_1 = 0,6352 M_1.$$

Die vollständige Condensation der im Cylinder vorhanden gewesenen Dampfmenge erfolgt erst, wenn der Cylinderdampf ohne weitere Wärmeentziehung in den Condensatorraum geschoben wird, weil x viel kleiner als $\frac{1}{2}$ ist.

Auch auf den Uebertritt des Dampfes aus dem Kessel A in den schädlichen Raum des Cylinders B würden sich natürlich diese Formeln anwenden lassen. Hier handelt es sich jedoch mehr um die Wärmemenge, die dem Gefäss A (dem Kessel) nach erfolgter Mischung bei constantem Volumen $V_1 + V_2$ zuzuführen ist, damit in A und B der Druck vom Werthe p nach der Mischung auf den anfänglichen Druck p_1 in A steigt. Wir finden nach (143) wegen $dv = 0$:

$Q = (q_1 - q + p_1 x_1 - p x) (M_1 + M_2)$,
und da das Gesamtvolumen, also auch das spezifische Volumen, bei der Wärmezuführung unverändert bleibt, somit $v = v_1$ oder

$$u x + \sigma = u_1 x_1 + \sigma$$

ist, so folgt:

$$x_1 = \frac{u}{u_1} x,$$

$$Q = (M_1 + M_2) \left(q_1 - q + u x \cdot \frac{p_1}{u_1} - p x \right) \quad (149)$$

$$= (M_1 + M_2) q_1 + (M_1 + M_2) u x \cdot \frac{p_1}{u_1} - (M_1 + M_2) (q + p x)$$

also nach (144) und (145)

$$Q = (M_1 + M_2) q_1 + (M_1 u_1 x_1 + M_2 u_2 x_2) \frac{p_1}{u_1} - M_1 (q_1 + p_1 x_1) - M_2 (q_2 + p_2 x_2).$$

$$Q = M_2 \left[q_1 - q_2 + u_2 x_2 \left(\frac{p_1}{u_1} - \frac{p_2}{u_2} \right) \right] \quad (150)$$

Der Vergleich dieser Formel mit der (149) zeigt, dass die Wärmemenge Q auch identisch ist mit jener, die man der Masse M_2 im Gefässe B hätte vor der Mischung zuführen müssen, um daselbst den Druck von p_2 auf p_1 zu erhöhen (S. 379), ein selbstverständliches Resultat, weil der Endzustand derselbe ist, ob man zuerst mischt, und dann die Spannung p_1 herbeiführt, oder diess zuerst thut und dann mischt.

Der Herr Verfasser bemerkt hiezu S. 380:

„Diese Resultate sind von grosser technischer Wichtigkeit, sie werden mir unten (S. 507) unter Anderm das Mittel an die Hand geben, den Einfluss des sogenannten schädlichen Raumes im Dampfzylinder der Dampfmaschinen auf die Wirkungsweise des Dampfes näher zu untersuchen.“

„Soll umgekehrt nach der Mischung und Herstellung des Gleichgewichtes in beiden Gefässen A und B der ganzen Masse so viel Wärme entzogen werden, dass schliesslich der Druck von p auf den kleineren Druck p_2 gesunken ist, der vorher im Gefässe B herrschte, so findet sich auf gleichem Wege wie vorhin *) die abzuleitende Wärmemenge“:

$$Q = M_1 \left[q_1 - q_2 + u_1 x_1 \left(\frac{p_1}{u_1} - \frac{p_2}{u_2} \right) \right] \quad (151)$$

Von dieser Formel macht Zeuner bei der Theorie der Oberflächen-Condensatoren (Seite 381) Gebrauch. Das Endresultat derselben ist eine einfache Näherungsformel (Nr. 313, S. 385), die sich auch populär folgendermassen ableiten lässt:

Es sei M_1 das Gewicht des Dampfes im Cylinder vom Zustande p_1, t_1 u. $x_1 = 1$, t_2 die Temperatur im Condensator, M_0 das Gewicht des Kühlwassers von der Anfangstemperatur t_0 und der Endtemperatur t_0' , so ist die vom Kühlwasser weggeführte Wärmemenge $= M_0 (q_0' - q_0)$ wofür nach (115) hinreichend genau $= M_0 (t_0' - t_0)$, die im anfänglich vorhandenen Dampfgeichte M_1 enthaltene Wärmemenge $= M_1 J_1$ oder wegen (100): $M_1 J_1 = M_1 (q_1 + p_1) = M_1 (t_1 + p_1)$, und die im schliesslich vorhandenen Wassergeichte M_1 enthaltene Wärmemenge $= M_1 t_2$, also:

$$M_0 (t_0' - t_0) = M_1 (t_1 + p_1 - t_2), \text{ somit:}$$

$$M_0 = \frac{t_1 + p_1 - t_2}{t_0' - t_0} M_1 \quad (152)$$

Früher schrieb man fälschlich $t_1 + r_1$ statt $t_1 + p_1$, setzte also wegen (100)

$$t_1 + r_1 = q_1 + r_1 = \lambda_1$$

$$M_0 = \frac{\lambda_1 - t_2}{t_0' - t_0} M_1 \quad (153)$$

*) Oder auch durch Vertauschung der Stellenzeiger und Zeichen im 2. Theil der Gleichung.

und erachtete nach Watt λ_1 constant $= 640$, z. B. für $p_1 = 1,5$ Atm. im Cylinder, und $p_2 = 0,2$ Atm. im Condensator ist:

$$t_1 = 111,74, p_1 = 487,01, t_2 = 46,21.$$

Wird $t_0 = 15^\circ$, $t_0' = 35^\circ$ angenommen, so ist nach (152) $M_0 = 27,63 M_1$, dagegen nach (153) mit $\lambda_1 = 640$, $M_0 = 29,69 M_1$.

Die alte Formel gibt also die Kühlwassermenge etwas zu reichlich.

Die hierauf folgende Theorie der Einspritz-Condensatoren (S. 386) führt auf eine Näherungsformel, die begreiflicher Weise identisch ist mit jener, die man aus (152) erhält, wenn man die Endtemperatur des Einspritzwassers t_0' gleich der Endtemperatur t_2 des condensirten Dampfes setzt, daher ist die Einspritzwassermenge:

$$M_0 = \frac{t_1 + p_1 - t_2}{t_2 - t_0} M_1 \quad (154)$$

Zeuner setzt im Mittel $t_1 = 95^\circ$, p_1 nach (120) $= 500$, also (S. 390)

$$M_0 = \frac{595 - t_2}{t_2 - t_0} M_1 \quad (155)$$

während man in der bisher gebräuchlichen Formel die Constante 595 durch den Werth 640 ersetzt hatte.

Das nächste Problem (S. 390) bezieht sich auf den Giffard-Apparat (Injector, Dampfstrahlpumpe).*)

Auch für diesen Apparat lässt sich die von Zeuner (S. 396) gefundene neue Gleichung unmittelbar aus dem Principe der Umwandlung der Arbeit in folgender Weise ableiten. Bezeichnet nämlich:

- p_0 die Spannung der atmosph. Luft in Kilogr. pr. \square Meter, welche auf die Oberfläche des Saugwassers drückt;
- σ das Volumen von 1 Kil. Wasser ($\sigma = 0,001$ Cub.-Met.);
- M_0 das Gewicht des gesaugten Wassers von der Temperatur t_0 ;
- h die Satzhöhe der Dampfstrahlpumpe (gemessen vom Saugwasserspiegel bis zum Wasserspiegel im Kessel);
- M_1 das Gewicht der verbrauchten Mischung von Kesseldampf und Wasser vom Zustande x_1, p_1, t_1 ;
- p_2 die Spannung und
- t_2 die Temperatur der in den gespeisten Kessel gedrückten Gewichtsmenge $M_0 + M_1$, welche (nach Seite 391) voraussetzlich nur aus Wasser bestehend angenommen wird, so ist die in der Mischung M_1 enthaltene Wärmemenge nach (101):

$$A M_1 U_1 = M_1 (q_1 + p_1 x_1)$$

das Volumen der Mischung:

$$M_1 v_1 = M_1 (u_1 x_1 + \sigma)$$

und das bei Verdrängung desselben vom Kesseldampf abgegebene äussere Verschiebungswerk:

$$A M_1 p_1 v_1 = M_1 (A p_1 u_1 x_1 + A \sigma p_1)$$

zusammen genommen also die vom Speisekessel gelieferte Menge des inneren und äusseren Werks

$$A M_1 U_1 + A M_1 p_1 v_1 = M_1 [q_1 + A \sigma p_1 + x_1 (p_1 + A p_1 u_1)] \text{ oder wegen (100)}$$

$$= M_1 [q_1 + A \sigma p_1 + r_1 x_1] \quad (156)$$

Das angesaugte Wasser bringt eine Wärmemenge $= M_0 q_0$ mit, und der äussere Luftdruck gibt bei der Verdrängung des Volumens $M_0 \sigma$ unter dem Drucke p_0 eine Arbeit $M_0 \sigma p_0$ oder ein äusseres Werk $A M_0 \sigma p_0$ ab.

Das vom Speisekessel und vom Saugwasser gelieferte Gesamtwerk ist also:

$$M_1 (q_1 + A p_1 \sigma + r_1 x_1) + M_0 (q_0 + A \sigma p_0)$$

*) Wir müssen hier zwei wesentlichere Druckfehler bemerken:

S. 392 Z. 16 lies $\frac{1}{A} q_0$ statt $\frac{1}{A} q_1$ und

S. 397 Z. 2 lies $M_1 (q_2 - q_0)$ statt $M_1 q_0$.

Dieses wird verbraucht, theils zur Verrichtung der mechanischen Arbeit $M_0 h$, wozu die Werkmenge $A M_0 h$ erforderlich ist, theils zum Hineinschieben der nur aus Wasser bestehenden Mengen $(M_0 + M_1)$ in den gespeisten Kessel, in welchem der Druck p_2 herrscht, wozu die Werkmenge

$$A (M_0 + M_1) \sigma p_2$$

benöthigt wird, und theils auf inneres Bewegungswerk

$$(M_0 + M_1) q_2.$$

Wir erhalten folglich die Gleichung:

$$M_1 (q_1 + A \sigma p_1 + r_1 x_1) + M_0 (q_0 + A \sigma p_0) = A M_0 h + A (M_0 + M_1) \sigma p_2 + (M_0 + M_1) q_2$$

(vergleiche Formel 323 S. 395).

Speist der Injector denselben Dampfkessel, aus dem er den Dampf bezieht, so ist noch $p_2 = p_1$, wodurch beiderseits das Glied $A M_1 \sigma p_1$ wegfällt, und folgt:

$$M_1 (q_1 - q_2 + r_1 x_1) = M_0 [q_2 - q_0 + A (h + \sigma (p_1 - p_0))] \quad (157)$$

also

$$\frac{M_0}{M_1} = \frac{q_1 - q_2 + r_1 x_1}{q_2 - q_0 + A [h + \sigma (p_1 - p_0)]} \quad (158)$$

Diess ist die erwähnte neue Gleichung, in welcher auch q durch t und x_1 durch die Einheit ersetzt werden darf, wonach wegen $q_1 + r_1 = \lambda_1$ folgt

$$\frac{M_0}{M_1} = \frac{\lambda_1 - t_2}{t_2 - t_0 + A [h + \sigma (p_1 - p_0)]} \quad (159)$$

Zeuner führt folgende Versuchsergebnisse von Villiers *) an:

$$h = 4^m, p_1 = 4\frac{1}{2} \text{ Atm. (absolut),}$$

$$p_1 - p_0 = 3,25 \times 10334 = 33583, t_1 = 146,2$$

$$\lambda_1 = 606,5 + 0,305 t_1 = 651,1, t_0 = 23,5, t_2 = 60,5,$$

wonach

$$\frac{M_0}{M_1} = \frac{651,1 - 60,5}{37 + \frac{4}{424} + 33,6} = \frac{590,6}{37,09} = 15,92$$

Die genauere Rechnung nach (158) ergibt, da der Kesseldampf 3,5% mitgerissenes Wasser enthielt, also $x_1 = 0,965$ war:

$$\frac{M_0}{M_1} = 15,39. \text{ Der Versuch dagegen ergab:}$$

$$\frac{M_0}{M_1} = \frac{850 \text{ Kil.}}{57 \text{ Kil.}} = 14,91.$$

also gute Uebereinstimmung mit dem genauen Rechnungsergebnisse.

Wir erlauben uns den Zusatz, dass der zweite Theil der Gleichung (157) aus 3 Gliedern besteht:

$$M_0 (q_2 - q_0) = M_0 (60,64 - 23,51) = 37,1300 M_0$$

$$A M_0 h = \frac{4}{424} M_0 = 0,0094 M_0 \text{ und}$$

$$A M_0 \sigma (p_1 - p_0) = \frac{33,6}{424} M_0 = 0,0792 M_0$$

$$\text{Zusammen } 37,2186 M_0$$

Das erste Glied entspricht der Erwärmungsarbeit (innerer Bewegungsarbeit), die beiden anderen, in Summe = 0,0886 M_0 entsprechen der eigentlich gewünschten mechanischen Arbeit (äusseren Verschiebungsarbeit). Letztere beträgt

$$\text{also nur } \frac{8,86}{37,2186} = 0,237 \text{ Procent der Gesamtarbeit,}$$

welche auf M_0 übertragen wurde. Hieraus ist ersichtlich, dass der Giffard-Apparat sehr vorherrschend nur ein Erwärmungsapparat ist, und die gewünschte mechanische Arbeit sozusagen nur nebenher verrichtet, folglich immer ökonomisch im Nachtheil ist, wenn die Erwärmung zum grossen Theil durch die disponible Wärme des abziehenden Dampfes erfolgen kann. Wir heben diess hervor, weil der Herr Verfasser Seite 404 sagt:

*) Siehe Civilingenieur, Bd. 6, S. 315.

„Der Giffard'sche Injector ist ein sehr vollkommener Apparat, was sich schon daraus ergibt, dass er sich nach unseren Untersuchungen nahezu wie ein ohne Reibungswiderstände arbeitende Speisepumpe verhält,“ welchem Satz zwar ein anderer mit der Klausel folgt: „dass der Injector ein sehr unvollkommener Apparat sei, wenn dabei der Umstand, dass er das Wasser erwärmt, nicht in's Spiel kommt,“ in welcher Klausel jedoch nicht betont ist, dass der Apparat, die Erwärmung auf Kosten des Kesseldampfes statt auf Kosten des abziehenden Dampfes bewerkstelligt. Ueberdiess wiederholt Zeuner S. 482: „dass theoretisch genommen, keiner der beiden Speiseapparate einen Vorzug vor dem anderen hat, dass man aber der Praxis unbedingt die ausgedehnteste Anwendung des Injectors statt der Pumpen empfehlen muss, weil sich jener nahezu wie eine ohne Reibung arbeitende Pumpe verhält.“

Wir meinen, dass der Injector seine allgemeine Anwendung auf Locomotiven vielmehr seiner ausserordentlichen Compendiosität und dem Umstande verdanke, dass man am Platze stehend speisen könne, und nicht um zu speisen spazieren fahren muss. Dagegen halten wir für stationäre Maschinen den Injector nicht für ökonomisch, wiewohl der Unterschied nicht besonders in's Gewicht fallen kann.

Der folgende Paragraph S. 404 behandelt das Ausflussproblem für Dampf- und Flüssigkeits-Mischungen.

Wir werden auch hier nicht dem Gedankengange Zeuners folgen, sondern nur allein das Princip der Umwandlung der Arbeit in Anwendung bringen

Bezeichnet x_1, p_1, v_1, t_1 den Zustand im Ausflussgefäss, Q die für je ein Kilogramm ausfliessender Mischung zugeführte Wärmemenge, x_2, p_2, v_2, t_2 den Zustand der aus der Ausflussmündung getretenen Mischung, und w deren Geschwindigkeit, so ist gemäss der Ableitung der Gleichung (156), indem man dort $M_1 = 1$ setzt:

$$AU_1 + A p_1 v_1 = q_1 + A \sigma p_1 + r_1 x_1$$

die von der Mischung im Ausflussgefässe mit Rücksicht auf Constanterhaltung des Druckes in demselben auf 1 Kil. ausströmender Mischung übertragene innere und äussere Werkmenge, Q die von aussen hinzugekommene Wärme,

$$AU_2 + A p_2 v_2 = q_2 + A \sigma p_2 + r_2 x_2$$

Die Summe des inneren Werks und des äusseren Verschiebungswerks der ausgetretenen Mischung und $A \frac{w^2}{2g}$ das äussere Bewegungswerk derselben *), folglich:

$$AU_1 + A p_1 v_1 + Q = AU_2 + A p_2 v_2 + A \frac{w^2}{2g} \quad (160)$$

(Vergl. Formel 329 S. 407).

In dieser Form ist die Gleichung identisch mit (68), wie schon dort darauf hingewiesen wurde. Setzt man aber statt der beiden Ausdrücke von der Form $AU + A p v$ ihre betreffenden Werthe $q + A \sigma p + r x$ ein, so folgt:

$$A \frac{w^2}{2g} = Q + q_1 + A \sigma p_1 + r_1 x_1 - q_2 - A \sigma p_2 - r_2 x_2$$

$$= Q + q_1 - q_2 + A \sigma (p_1 - p_2) + r_1 x_1 - r_2 x_2 \quad (161)$$

Ausserdem gilt aber für alle Flüssigkeiten, ob gasförmig, tropfbar oder gemischt, wie wir oben gesehen haben, die hydrodynamische Gleichung (70)

$$\frac{w^2}{2g} = - \int v dp,$$

welche in (160) eingesetzt

$$AU_1 + A p_1 v_1 + Q = AU_2 + A p_2 v_2 + A \int_{p_1}^{p_2} v dp$$

gibt, d. i.

*) Zeuner rechnet (Seite 406) „die Arbeit $\frac{w^2}{2g}$ der offenen Bewegung“ zur inneren Arbeit hinzu.

$$Q = A(U_2 - U_1) + A(p_2 v_2 - p_1 v_1) - A \int_{p_1}^{p_2} v dp$$

also

$$dQ = AdU + Ad(pv) - Avdp$$

$$dQ = A(dU + pdv) \dots \dots \dots (162)$$

übereinstimmend mit der Fundamentalgleichung (8) für ruhende Körper und umkehrbare Prozesse.

Wegen (101) ist also für Dampf- und Flüssigkeitsmischungen:

$$dQ = d(q + \rho x) + A p dv.$$

und da diess mit (103) identisch ist, so ist auch nach (110) allgemein:

$$dQ = dq + Td\left(\frac{rx}{T}\right) \text{ und}$$

$$\int_1^2 \frac{dQ}{T} = \int_1^2 \frac{dq}{T} + \left\{ \frac{rx}{T} \right\}_1^2 = \left(\tau + \frac{rx}{T} \right) \Big|_1^2 \dots (163)$$

Für $Q = 0$ folgt so wie in (133)

$$\frac{r_2 x_2}{T_2} + \tau_2 = \frac{r_1 x_1}{T_1} + \tau_1 \dots \dots \dots (164)$$

Setzt man diess nebst $Q = 0$ in (161) ein, so folgt:

$$A \frac{w^2}{2g} = q_1 - q_2 + A\sigma(p_1 - p_2) + r_1 x_1 - \left(\frac{r_1 x_1}{T_1} + \tau_1 - \tau_2 \right) T_2$$

$$A \frac{w^2}{2g} = \frac{r_1 x_1}{T_1} (T_1 - T_2) + q_1 - q_2 + A\sigma(p_1 - p_2) \cdot T_2 (\tau_1 - \tau_2) \quad (165)$$

Diess ist die von Zeuner S. 411 Gleichung (337) gewonnene Ausflussformel.

Ist F der Ausflussquerschnitt, so ist bei Ausfluss ohne Contraction das Ausflussvolumen pro Secunde $= Fw$, und wenn G dessen Gewicht, also auch Gv_2 dasselbe Volumen bedeutet:

$$G = \frac{Fw}{v_2} = \frac{Fw}{u_2 x_2 + \sigma} \dots \dots \dots (166)$$

Die Grössen q , u , r , $\frac{r}{T}$, und τ mit den Stellenzeigern

1 und 2 sind bei gegebenen Werthen p_1 und p_2 unmittelbar den Zeuner'schen Dampftabellen Seite XXI und 316 zu entnehmen.

Für den Ausfluss trockenen gesättigten Wasserdampfes in die freie Atmosphäre berechnet Zeuner (S. 415) den

Factor der Gleichung (166) $\frac{G}{F} = \frac{w}{u_2 x_2 + \sigma}$ wie folgt:

p_1 Atmosph.	$\frac{G}{F}$
2	304,12
3	392,27
4	448,32
5	489,38
6	522,05
7	548,95
8	571,96
9	592,03
10	609,85
11	625,86
12	640,21
13	653,48
14	665,67

Die spezifische Dampfmenge x_2 in der Mündung sinkt hierbei von 0,9597 bis 0,8565 herab. Das dem ausströmenden Strahle beigemengte Wasser, gibt sich in dem inneren kurzen grauen Kegel nächst der Mündung zu erkennen. Der Strahl breitet sich jedoch ausserhalb der Mündung unter constantem Drucke p_2 wieder conisch aus, setzt dabei seine äussere Bewegungsarbeit in Wärme um, wodurch das tropfbare Wasser zuerst verdampft und dann der Dampf überhitzt wird, eine blaue durch-

sichtige Hülle um den grauen undurchsichtigen Kern bildend. Jene verbrüht die hingehaltene Hand nicht, wohl aber dieser. (Seite 415).

Befindet sich im Ausflussgefässe nur heisses Wasser unter dem constanten Dampfdrucke p_1 , wie diess beim Oeffnen des Wasserablasshahnes eines Kessels der Fall ist, so ist in den 3 letzten Formeln $x_1 = 0$ zu setzen, also

$$\frac{x_2 r_2}{T_2} = \tau_1 - \tau_2 \dots \dots \dots (167)$$

$$A \frac{w^2}{2g} = q_1 - q_2 + A\sigma(p_1 - p_2) - T_2(\tau_1 - \tau_2) \quad (168)$$

$$G = \frac{Fw}{u_2 x_2 + \sigma} \dots \dots \dots (169)$$

Das in der Mischung enthaltene Dampfgewicht beträgt: $D = x_2 G$, das Wassergewicht $W = (1 - x_2) G$.

Es ergibt sich hierbei x_2 jederzeit kleiner als Eins (S. 418) z. B. für

$$p_1 = 5,10334^k, \quad t_1 = 152,22 \quad \text{und} \\ p_2 = 10334, \quad t_2 = 100 \quad \text{ist} \\ q_1 = 153,741, \quad u_1 = 0,3626 \quad r_1 = 499,186$$

$$\frac{r_1}{T_1} = 1,17395, \quad \tau_1 = 0,44693$$

$$q_2 = 100,5, \quad u_2 = 1,6494, \quad r_2 = 536,5$$

$$\frac{r_2}{T_2} = 1,43834, \quad \tau_2 = 0,31356, \quad \text{ferner}$$

$$A = \frac{1}{424}, \quad \sigma = 0,001, \quad g = 9,81, \quad \text{also}$$

$$x_2 = 0,09273, \quad w = 172,85,$$

$$G = 1122,7 F, \quad D = 104,1 F, \quad W = 1018,6 F. *)$$

In ähnlicher Weise ist Seite 420 eine Tabelle für den Ausfluss heissen Wassers berechnet, und der Vergleich mit dem Ausfluss kalten Wassers bei gleichem Drucke geführt. Es zeigt sich, dass die Ausflussgeschwindigkeit w bei kaltem Wasser viel kleiner, dagegen die ausströmende Wassermenge sehr vielfach grösser ist, als bei heissem Wasser, weil die an der Mündung erscheinende Dampfmenge D den grössten Theil der Mündung ausfüllt, und dass die Ausflussmenge pro Secunde, somit auch die Zeit des Entleerens eines gewissen Volumens Kesselwassers von $p_1 = 2$ bis 14 Atmosphären nicht sehr erheblich variirt. (Beziehungsweise $G = 1094,6 F$ und $G = 1129,6 F$), was ein Versuch leicht bestätigen könnte.

Den folgenden Paragraph über die Wärmecapacität der überhitzten Dämpfe Seite 426, können wir überspringen, da er zu keinen befriedigenden Resultaten führt, wohl hauptsächlich deshalb, weil die empirischen Formeln und Zahlendaten über die Eigenschaften der Dämpfe nicht jene Sicherheit besitzen, welche für solche Untersuchungen noth-

wendig wäre. Insbesondere dürfte der Differentialquotient $\frac{d\rho}{dt}$

für $t = 0$ nicht hinreichend sicher sein. Beanständen müssen wir aber, dass der Herr Verfasser Seite 429 oben die über die Massen unwahrscheinlichen Versuchsergebnisse von Siemens nochmals, und mit einer Bekräftigung anführt, nach welcher der gesättigte Wasserdampf von einer Atm. Spannung bei Ueberhitzung um 10 bis 86° unter constantem Drucke sich beziehungsreihe 5 bis 2 Mal so stark ausdehnt als atmosphärische Luft, während doch die von Zeuner Seite 441 angeführte Versuchsreihe Hirn's, wie ich oben, Formel (31), gezeigt habe, die Giltigkeit des Gay-Lussac'schen Gesetzes nachweist, indem

$$\frac{v'}{v} = \frac{263 + t'}{263 + t} \dots \dots \dots (170)$$

ist, worin im Vergleich mit permanenten Gasen nur die Zahl 263 statt 273 erscheint.

Auch der folgende Paragraph über das Gesetz von Hirn darf übergangen werden, da das von Hirn hypothetisch

*) Die Seite 419 angeführten Zahlen sind etwas verschieden.

aufgestellte Gesetz für überhitzte Dämpfe von Zeuner nicht stichhältig befunden wird.

Der letzte Theil des dritten Abschnittes, von Seite 449 bis 536, umfasst eine „neue Theorie der Dampfmaschinen“, über welche wir uns auch kurz fassen können, da sich die Practiker schwerlich dazu verstehen werden, den Standpunct des Herrn Verfassers einzunehmen, so berechtigt er auch vom theoretischen Gesichtspunkte erscheinen mag.

Der Practiker unterscheidet nämlich nur die mit dem Indicator bestimmte indicirte Leistung E_a und die mit dem Bremsdynamometer bestimmte effective oder Nutzleistung E_n einer Dampfmaschine, und nennt das Verhältniss $\eta = \frac{E_n}{E_a}$ den Wirkungsgrad, ebenso wie bei hydraulischen

Maschinen das Verhältniss des Nutzeffectes E_n zum absoluten Effect E_a als Wirkungsgrad bezeichnet wird. Von der Theorie verlangt er, dass aus den gegebenen Daten einer Maschine, nämlich Kesselspannung, System der Maschine (mit oder ohne Condensation und Expansion) Kolbengeschwindigkeit und Abmessungen, die Grössen E_a und E_n , somit auch die Pferdestärke $N = \frac{E_n}{75}$, oder umgekehrt bei gegebenem N die Abmessungen, und endlich der Dampf- und Kohlenverbrauch berechnet werden könne.

Zeuner versteht jedoch unter dem absoluten Effect, oder wie er sagt, unter der „disponiblen Arbeit“ der Dampfmaschinen nicht die vom Dampf auf den Dampfkolben übertragene und auf die Secunde reducirte Arbeit, so wie sie aus dem aufgenommenen Indicatorgramm berechnet werden kann, sondern er leitet hiefür einen theoretischen, mit Gleichung (18) analogen Ausdruck ab:

$$L = \frac{Q}{AT_2} (T_2 - T_1), \dots \dots \dots (171)$$

worin Q die dem Kessel pro Secunde zugeführte Wärmemenge, T_2 die absolute Temperatur des Kesseldampfes, und T_1 jene des gewirkten Dampfes bezeichnet. Der eine Factor $\frac{Q}{AT_2}$ ist das Wärmegewicht, der andere Factor $T_2 - T_1$, das Temperaturgefälle, also der Ausdruck (171) analog dem Ausdrücke QH bei hydraulischen Maschinen.

„Wer eine Dampfmaschine bestellt“, sagt der Verfasser S. 464, „gibt den Druck im Kessel, also damit die Lage des oberen Niveaus, die Temperatur T_2 , indem er eine Tief-, Mittel- oder Hochdruckmaschine verlangt; er gibt ferner die Lage des untern Niveau's, die Temperatur T_1 , indem er eine Maschine mit oder ohne Condensation verlangt, und endlich gibt er durch die Menge des Brennmaterials, die in der Zeiteinheit zur Verfügung steht, die Wärmemenge Q die in den Kessel tritt und damit indirect das Wärmegewicht $\frac{Q}{AT_2}$, welches sich wie das Gewicht einer im Niveau T_2 herbeiströmenden Flüssigkeit auffassen lässt, die man arbeitsverrichtend in's Niveau T_1 herabsinken lassen kann.“ *)

Der Herr Verfasser legt weiters (S. 474) dar, dass der Kreisprozess unserer Dampfmaschinen zwar ein vollständiger, nicht aber ein vollkommener sei (richtiger gesagt, dass der Prozess unserer Dampfmaschinen zwar ein „Kreisprozess“, aber kein vollkommener sei) und berechnet S. 484 den Effectverlust, welcher der Unvollkommenheit des Processes der wirklichen Dampfmaschinen entspricht. Bei dieser und den folgenden Darstellungen erscheint es uns sehr störend, dass der Herr Verfasser die Worte „vor“ und „hinter dem Kolben“ consequent in dem entgegengesetzten Sinn wie sonst üblich gebraucht. Der Dampfkolben ist doch der geschobene Körper, der zuströmende Dampf ist der schiebende, also hinter dem

Kolben befindliche Körper, der abströmende Dampf ist der im Sinn der Bewegungsrichtung vor dem Kolben befindliche Körper, und unseres Wissens nennt man allenthalben den abziehenden Dampf „Vorderdampf.“ Zeuner mag vielleicht an die Wassersäulen-Maschinen gedacht haben, wo man nach altem Herkommen die von dem niedersinkenden Treibkolben hinausgeschobene Vorderwassersäule mit Beziehung auf den feststehenden Maschinencylinder „Hinterwassersäule“ zu nennen pflegt. Wir erlauben uns daher im Nachfolgenden bei Anführung des Zeuner'schen Textes die Worte „vor“ und „hinter“ zu vertauschen.

Diess vorausgesetzt, kommt Zeuner S. 487 zu dem Resultate, dass die Dampfbenützung hinter dem Kolben (nämlich die Volldruck- und Expansionswirkung) richtig und keiner Verbesserung fähig, dass aber das Fehlerhafte in den Vorgängen vor den Kolben zu suchen sei; „wir sollten den Dampf nicht mit constantem Druck in einen Condensatorraum oder in die freie Atmosphäre schieben,“ sondern (S. 525), „die Speisepumpe doppelt wirkend und ihren Cylinder grösser als bisher machen, und sie gleichzeitig als Compressionspumpe thätig sein lassen.“

Das Dampfgewicht M vor dem Maschinenkolben soll nämlich in 2 Theile getheilt gedacht werden, der grössere Theil M_1 wird in den Condensator geschoben, während die Speisepumpe eine gleiche Gewichtsmenge Wasser aus dem Condensator ansaugt. Dann soll die Verbindung zwischen dem Condensator und dem Dampfzylinder aufgehoben, dafür aber die Verbindung zwischen Dampfzylinder und Speisepumpenzylinder hergestellt werden. Während der Speisekolben seinen Hub vollendet, schiebt der Dampfkolben den noch vor ihm befindlichen Rest des Dampfes vom Gewichte $M_2 = M - M_1$ in den Speisecylinder, und beim nächsten Schub des Speisekolbens soll die Dampfmenge M_2 durch die vorhandene viel grössere Wassermenge M_1 condensirt und das heisse Wasser vom Gewichte $M_1 + M_2 = M$ wieder in den Kessel gedrückt werden, damit die Wärmemenge $M(t_2 - t_1)$ nicht von Aussen dem Kessel zugeführt werden müsse, sondern durch Compression der Dampfmenge M_2 gewonnen werde. Zeuner glaubt, „man werde später auf dem hier angedeuteten, oder auf ähnlichen Wege eine weitere Vervollkommenung unserer Dampfmaschinen anstreben müssen.“ (S. 526).

Von diesem Gesichtspunkte ausgehend, findet der Herr Verfasser für eine Maschine von nominell 30 Pferdestärken mit 4,5 Atmosphären absoluter Kesselspannung (3,5 Atm. Ueberdruck), 0,1 Atmosphären Druck im Condensator (684 mm Vacuum), 0,55 Meter Cylinderdurchmesser, 1,25 Meter Hub, 30 Umdrehungen pro Minute, also 1,25 m Kolbengeschwindigkeit, *) $\frac{1}{3}$ Füllung, mit 5% schädlichem Raum unter der Annahme, dass der vom Kessel kommende Dampf 15% Wasser enthalte, also $x = 0,85$ sei:

Die specifische Dampfmenge bei Beginn der Expansion:

nach Gleichung (137)	$x_1 = 0,871$, wofür
Die disponible Arbeit pro Schub $L_m = 9912,68$ Meterkilo.	$u = 1,122$.
und diejenige pro Secunde $N_m = 132,169$ Pferdest.	
Den Effectverlust in Folge der Unvollkommenheit des Processes	$\zeta_1 = 0,0882$
Den Effectverlust in Folge des schädlichen Raumes	$\zeta_2 = 0,0414$
Den Effectverlust in Folge unvollständiger Expansion	$\zeta_3 = 0,2358$
Den Effectverlust in Folge der mit 7,5% angenommenen Differenz zwischen Kessel und Admissionsdruck	$\zeta_4 = 0,0174$

*) In der Seite 478 behufs Erzielung einer Analogie geführten Rechnung scheint uns die bei der Integration von Gleichung (879) gemachte Annahme, dass w constant sei, bei einer tropfbaren Flüssigkeit unzulässig.

*) Zeuner sagt Seite 500: Das „Expansionsverhältniss“ sei $s = \frac{1}{3}$. Richtiger wäre der Ausdruck: das „Füllungsverhältniss“ $= \frac{1}{3}$ und das Expansionsverhältniss $= 6$, so wie es auch Seite 325 ganz richtig heisst: das Expansionsverhältniss ist $E = \frac{v}{v_1} = 3,890$.

Den Effectverlust in Folge der Differenz zwischen dem = 0,2 Atm. angenommenen Vorderdampfdruck und dem äusseren Druck 0,1 Atm. im Condensator

$$\zeta_4 = 0,0309$$

$$\text{Summe} \quad 0,4137$$

Verbleibt der indicirte Effect in Theilen des disponiblen ausgedrückt . . . = 0,5863

Der Effectverlust in Folge des constanten Widerstandes in der Maschine $\zeta_5 = 0,0216$

Der Effectverlust in Folge des veränderlichen Widerstandes $\zeta_6 = 0,0850$

$$\text{Zusammen} \quad 0,1066$$

Somit der „wahre Wirkungsgrad“ dieser Dampfmaschine $\eta = 0,4797$
und ihre effective Leistung $N_e = \eta N_m = 63,4$ Pferde.*)

Nach der gewöhnlichen Ausdrucksweise ergäbe sich der Wirkungsgrad oder das Verhältniss der effectiven zur indicirten Leistung:

$$\eta = \frac{0,4797}{0,5863} = 0,82,$$

wie es bei einer gut ausgeführten grösseren Maschine wirklich der Fall ist.

Die stündliche Dampfmenge pro effective Pferdestärke findet sich für diese Maschine = 8,784 Kilogr. und der stündliche Steinkohlenverbrauch nach Zeuner's Annahmen $\frac{8,784}{6,337} = 1,386$ Kil.

Wir glauben, dass dieses offenbar zu günstige Resultat seine Erklärung darin finde, dass erstens keine Dampfverluste in Rechnung gezogen sind, und dass zweitens der Admissionsdruck nur um 7,5% kleiner als der Kesseldruck, sohin mit 4,16 Atm. absolut angenommen wurde, während er bei wirklichen Maschinen unter den angegebenen Verhältnissen, wegen des Vorhandenseins einer vom Maschinenwärter gehandhabten und einer vom Regulator eingestellten Admissionsregulirung durch Klappen oder Ventile, selten über 3,5 Atmosphären, und daher auch die Leistung der Maschine nur etwa 50 statt 63 Pferdestärken betragen würde. Wegen des ungünstigeren Verhältnisses zwischen Vorderdampf und Admissionsdruck und wegen des immer beträchtlichen unvermeidlichen Dampfverlustes durch Condensation an den Cylinderwandungen ergäbe sich dann auch ein entsprechend grösserer und mit den praktisch erreichbaren Resultaten übereinstimmender Kohlenbedarf. Ein Ueberschuss von einer Atmosphäre im Kessel gegen den Admissionsdampfdruck, ist ebensowohl zur Regulirung des Ganges der Maschine bei schwankender Kesselspannung und schwankendem Leistungsbedarf, wie auch zur Erzielung eines trockenen Dampfes im Cylinder vorthellhaft. Geht man von der feststehenden Admissionsspannung = 3,5 Atmosphären im Cylinder aus, so hat es durchaus keinen ökonomischen Nachtheil, abgesehen von den grösseren Anlagekosten der Kessel, wenn man die Kesselspannung auch von 4,5 auf 5,5 Atmosphären erhöhen würde,**) denn die betreffenden Temperaturen sind 148,29 und 155,85 und die entsprechenden Werthe der Gesamtwärme $\lambda = 606,5 + 0,305 t$ für ein Kilogramm sind 651,7 und 654,0, also im letzteren Falle nur um 0,35 Procent grösser, dafür in Folge der starken Drosslung der Admissionsdampf etwas überhitzt, wodurch der Dampfverbrauch pro Pferdekraft in grösserem Verhältniss vermindert wird. Nach der Zeuner'schen Auffassung würde aber dann „der

wahre Wirkungsgrad“ η sehr bedeutend kleiner ausfallen, woraus klar ist, dass die Grösse dieses Werthes von η vom practischen Gesichtspunct nicht maassgebend ist. Die Dampfmaschine verhält sich eben anders, als eine Wassersäulenmaschine. Wenn man bei dieser die Aufschlagwassersäule um 10 Meter erhöht und den so erhaltenen überflüssigen Druck durch eine Drosselklappe tödtet, so arbeitet man ungünstig, weil die bei der Klappe stattfindende Umsetzung von äusserer Bewegungsarbeit in Wärme nicht nutzbar verwendet werden kann. Erhöht man aber die Kesselspannung um 1 Atmosphäre, und drosselt diese Atmosphäre wieder ab, so arbeitet man nicht ungünstiger, sondern im Gegentheil etwas wenig günstiger, und dies vereitelt den practischen Werth des von Zeuner eingeführten neuen Begriffs der „disponiblen Leistung.“

Noch eines Umstandes müssen wir gedenken. Zeuner berechnet die Expansionsarbeit, natürlich unter Zugrundelegung der empirischen Formel (136) für die adiabatische Curve:

$$\frac{p}{p_1} = \left(\frac{v_1}{v}\right)^\mu$$

$$\mu = 1,035 + 0,1 x_1,$$

also wenn $x_1 = 0,871$ gesetzt wird:

$$\frac{p}{p_1} = \left(\frac{v_1}{v}\right)^{1,122} \quad \dots \quad (172)$$

Wir können die Bemerkung nicht unterdrücken, dass die wirklichen Diagramme (aufgenommen mit dem Richard'schen Indicator) meist eine noch grössere Annäherung an das einfache Mariotte'sche Gesetz

$$\frac{p}{p_1} = \frac{v_1}{v}$$

nachweisen. So fand ich z. B. aus dem Vollgangs-Diagramme einer Corlissmaschine von Ruston in Prag die Beziehung:

$$\left. \begin{aligned} p &= \frac{3400}{v^{1,09}} \\ \frac{p}{p_1} &= \left(\frac{v_1}{v}\right)^{1,09} \end{aligned} \right\} \quad \dots \quad (173)$$

wobei p in Pfunden englisch und v in Procenten des vom Kolben durchlaufenen Raumes ausgedrückt ist. Der schädliche Raum wurde hiebei mit 3% in Rechnung gezogen, und die atmosphärische Spannung bei gewöhnlichem Barometerstand mit 14 Pfd. engl. (entsprechend 724^{mm} Quecksilber) angenommen.

Zum Vergleiche dient folgende

Tabelle für ($p-14$) Pfd.

für $v =$	nach (173)	nach Beobachtung	Fehler	nach (174)
48	36,0	36,0	0	
58	30,9	31,2	— 0,3	
58	26,7	27,0	— 0,3	
63	23,2	23,2	0	
68	20,2	20,0	+ 0,2	
73	17,6	17,4	+ 0,2	
78	15,5	15,7	— 0,2	
83	13,5	13,6	— 0,1	13,6
88	11,8	12,3	— 0,5	12,2
93	10,3	10,9	— 0,6	10,9
98	9,0	9,7	— 0,7	9,6

Von $v = 83$ angefangen wird der Verlauf der Curve viel genauer durch die Gleichung

$$\frac{p}{p_1} = \left(\frac{v_1}{v}\right)^{0,9} \quad \dots \quad (174)$$

ausgedrückt, d. h. die beobachtete Curve erhebt sich in ihrem Endstück sogar über die Mariotte'sche Linie.

*) Im Original Seite 518 sind die Werthe von η und N_e etwas wenig verschieden, in Folge eines kleinen Fehlers bei Summirung der Grössen ζ .

**) Besonders ist es bei Condensations-Maschinen mit Dampfhemd von wesentlichem ökonomischen Vortheile, dem vom Kessel kommenden Heizdampf eine um 2 bis 2½ Atmosphären grössere Spannung zu geben als dem Admissionsdampf.

Aehnliches zeigt sich bei allen verlässlichen Diagrammen, die ich letzterer Zeit untersucht habe, und lässt sich auch leicht durch die Einwirkung des Cylinders auf den darin befindlichen Dampf erklären, auf welche bereits Ludwig und Andere hingewiesen haben. Der Cylinder besitzt nämlich eine mittlere Temperatur, vermöge welcher er dem Admissionsdampfe eine erhebliche Wärmemenge entzieht, dagegen dem stark expandirten Dampfe der letzten Periode Wärme mittheilt, wiewohl nie eben so viel, als er jenem Dampf entzogen hat, wegen des unvermeidlichen Wärmeverlustes nach Aussen. Wir dürfen also bei Maschinen mit starker Expansion drei Perioden unterscheiden:

1. Jene, wo der Cylinder dem Hinterdampf Wärme entzieht, welche Periode beiläufig mit der Admissionsperiode zusammenfallen wird;

2. Jene, wo der Cylinder als wärmedicht angesehen darf, und die Expansion nach der adiabatischen Curve erfolgt, der grössere Theil der Expansionsperiode;

3. Jene, wo der Cylinder Wärme an den Hinterdampf abgibt, und die Indicatorcurve sich über die Mariotte'sche Linie erhebt, der letzte Theil der Expansionsperiode.

Für die mittlere Periode kann die Zeuner'sche Formel

$$\mu = 1,035 + 0,1 x_1$$

angewendet werden. Da sich nun z. B. in obigem Diagramme $\mu = 1,09$ ergab, so folgt $x_1 = 0,55$, d. h. der Cylinder enthielt bei $v = 48$ oder bei 45% Füllung nur 55% Dampf und 45% Wasser.

Nehmen wir die an den Cylinderwänden niedergeschlagenen Dampfmenge = y Gewichtstheile des im Cylinder befindlichen Gemenges an, so ist die ganze Gewichtsmenge = $1 + y$ und die Wassermenge = $1 - x + y$, also

$$\frac{1 - x + y}{1 + y} = 0,45,$$

woraus $y = \frac{x - 0,55}{0,55}$ folgt, und für $x = 0,871$, $y = 0,58$,

d. h. die an den Cylinderwänden niedergeschlagene Dampfmenge beträgt 58% der nutzbaren Dampfmenge und erklärt den erfahrungsmässig grossen Dampfverlust vollständig. Entsprechend ist dann auch der Kohlenverbrauch grösser, als oben berechnet wurde. Bei Condensationsmaschinen, welche bei nur theilweiser Benützung ihrer Leistungsfähigkeit etwa nur mit 0,1 Füllung arbeiten, kann der Dampfverlust nach Völckers bedeutend mehr betragen, als die nutzbare Dampfmenge *). Setzen wir für diesen Fall z. B. den Dampfverlust = 130% des Gemisches bei Beginn der Expansion, und in diesem wie früher $x = 0,871$, so beträgt das Wasserquantum:

$$1 - x + y = 0,129 + 1,300 = 1,429,$$

bei dem Gesamtgewichte $1 + y = 2,3$, folglich die spezifische Wassermenge:

$$\frac{1 - x + y}{1 + y} = \frac{1,429}{2,3} = 0,621,$$

und die spezifische Dampfmenge

$$x_1 = 1 - 0,621 = 0,379,$$

allgemein:

$$x_1 = \frac{x}{1 + y}; \dots \dots \dots (175)$$

hiefür wird

$$\mu = 1,035 + 0,038 = 1,073,$$

*) Nach Völckers beträgt der Dampfverlust S' in Kilogrammen per Secunde $0,131 D \sqrt{p_m - p_v}$, wenn D der Durchmesser des Cylinders in Metern, p_m die mittlere Hinterdampf-, p_v die mittlere Vorderdampfspannung in Atmosphären ist, wofür man auch setzen kann:

$$S' = \frac{1}{80} \sqrt{\frac{N_a}{c}},$$

unter N_a den indicirten (absoluten) Effect in Pferdestärken, und unter $c = \frac{ns}{30}$ die mittlere Kolbengeschwindigkeit in Metern per Secunde verstanden.

was den beobachteten Diagrammcurven sehr gut entspricht. In solchen Fällen bemerkt man auch consequent in der letzten Periode des Kolbensches eine um so auffallendere Erhebung der Indicatorcurve über die Mariotte'sche Linie, je stärker die Expansion ist, weil der Cylinder schon vor 80% des Kolbenweges Wärme an den expandirenden Dampf abzugeben beginnt.

Mit dieser Modification scheint uns die mechanische Theorie der Wärme in bestmöglichstem Einklange mit der Erfahrung zu stehen. Ein ausgedehntes Studium verlässlicher Indicatorcurven in Verbindung mit Beobachtung des wirklichen Dampfverbrauches wird dazu führen können, eine empirische Formel für y aufzustellen, wodurch erst die ganze Theorie für den practischen Gebrauch vollendet würde. Als vorläufigen Anhaltspunct erlaube ich mir folgende Formeln anzugeben, in welchen p_1 die absolute Admissionspannung in Atmosphären, $\frac{s_1}{s}$ das Füllungsverhältniss und c die Kolbengeschwindigkeit in Metern per Secunde bedeutet: Für Condensationsmaschinen:

$$y = \frac{0,84}{c \sqrt{p_1 \left(\frac{s_1}{s} \right)}} \dots \dots \dots (176)$$

Für Nichtcondensationsmaschinen:

$$y = \frac{0,60}{c \sqrt{p_1 \left(\frac{s_1}{s} \right)}} \dots \dots \dots (177)$$

Für $c = 1,25$ Meter folgt y nach diesen Formeln:

Für Condensationsmaschinen					Für Nichtcondensationsmaschinen				
$\frac{s_1}{s}$	0,4	0,2	0,1	0,05	$\frac{s_1}{s}$	1	0,4	0,2	0,1
$p_1 = 5$	0,475	0,672	0,950	1,344	$p_1 = 5$	0,215	0,339	0,480	0,679
4	0,531	0,751	1,063	1,503	4	0,240	0,376	0,537	0,759
3	0,614	0,867	1,227	1,735	3	0,277	0,438	0,620	0,876
2	0,751	1,063	1,503		2	0,339	0,537	0,759	1,073
1	1,063	1,503							

Für die Berechnung des constanten und veränderlichen Widerstandes der Dampfmaschinen stellt Zeuner als nicht in das Bereich der reinen Theorie gehörig, keine neuen Regeln auf, obwohl solche sehr wünschenswerth wären.

Ein Paragraph: „Berechnung neu zu erbauender Dampfmaschinen“, der auch einen Vergleich mit den Berechnungen von Pambour und Morin-Poncelet enthält, schliesst diesen Theil des Werkes.

Der Anhang „Untersuchungen über das Verhalten fester und flüssiger Körper“ enthält manches Interessante, auf das wir jedoch hier nicht eingehen können.

Möge das höchst fleissig gearbeitete Werk des unermüdeten Verfassers das Interesse an dem anziehenden Studium der mechanischen Wärmetheorie in möglichst weite Kreise verbreiten, und zu zahlreichen Beiträgen auf diesem noch in der ersten Entwicklung begriffenen, aber gewiss erfolgreichen Gebiete mächtig anspornen!

Correspondenz.

Hochgeehrter Herr Redacteur!

Anlässlich der im Hefte 10—11 von 1866 enthaltenen Dampfmaschinentabellen des Hrn. Hrabák sehe ich mich im Interesse meiner bereits zur Hälfte gedruckten Broschüre über denselben Gegenstand zu der Erklärung veranlasst, dass ich den Entwurf meiner Tabellen schon in den ersten Monaten v. J. vollendet hatte, und dem Hrn. Professor Gustav Schmidt zufällig an einem Tage zur Ansicht vorlegte, an wel-

chem derselbe auch einen Besuch von Hrn. Hrabák aus Příbram erhielt. Da mir des Letzteren verdienstliche Arbeit über den „günstigsten Expansionsgrad“ im Jahrgang 1864 dieser Zeitschrift bekannt war, so machte ich aus meiner Absicht, die von mir berechneten Dampfmaschinentabellen der Oeffentlichkeit zu übergeben, vor Hrn. Hrabák durchaus kein Geheimniss, indem ich nicht vermuthen konnte, dass mir derselbe zuvorkommen werde.

Ich gebe gerne zu, dass Hr. Hrabák bereits zum Behufe seiner oben genannten Arbeit, und vielleicht auch noch detaillirter zu seinem Privatgebrauche, derlei Mittel zu einer leichten Rechnungsweise angefertigt haben mochte; allein sicher ist, dass bei dem erwähnten Gespräch mit mir Herrn Hrabák meine Auffassungsweise neu erschien, ich dieselbe in seiner Arbeit wiedergegeben finde, und nun in der unangenehmen Lage bin, die von mir ausgehende Idee vollständiger und allgemein gefasster Dampfmaschinentabellen, wie sie bisher nicht existirten, vor Herausgabe meiner Broschüre bereits theilweise veröffentlicht zu sehen.

Ich erkenne indessen in diesem Vorfalle einen neuerlichen Beweis, dass das Bedürfniss nach einer zweckentsprechenden Berechnungsweise der Dampfmaschinen ein allgemein gefühltes ist, und hoffe durch meine practische Erfahrung, durch Handsamkeit und durch die eingehende Behandlung, welche ich auch insbesondere der so wichtigen Woolf'schen Maschine, sowie den Dampfconsum-Berechnungen der Locomotiven gewidmet habe, namentlich aber durch die von mir gewählte populäre Darstellungsart, mit meinem in den nächsten Wochen in Prag erscheinenden Werkchen dem Dampfmaschinenbau einen Dienst geleistet zu haben.

Die Arbeit des Herrn Hrabák, deren Verdienstlichkeit ich durchaus nicht bestreiten will, unterscheidet sich übrigens wesentlich von der meinigen, die für den Gebrauch des Practikers berechnet ist; für die

Idee jedoch der Ausführung allgemein gefasster Dampfmaschinentabellen bin ich Herrn Hrabák gegenüber in der Lage, die Priorität für mich beanspruchen zu müssen, indem ich dieselbe durch gewichtige Zeugenschaft nöthigen Falles beweisen kann.

Genehmigen Sie die Versicherung meiner Hochachtung, mit welcher ich zu zeichnen die Ehre habe, Ew. Wohlgeboren gehorsamster

Prag, 5. Januar 1867.

G. Jentsch, Ingenieur.

Berichtigung.

In dem Literaturberichte über Zeuner's „Grundzüge der mechanischen Wärmetheorie“ befindet sich ein unliebsamer Fehlschluss, indem Seite 262 Zeile 9 statt „ob $Q = 0$ ist oder nicht“ zu setzen ist: „jedoch nur für $Q = 0$.“ Demgemäss ist auch in Gleichg. (72) und (73) das Glied Q zu streichen.

Ausserdem bitte ich folgende wesentliche Druckfehler anzuzeigen:

Seite 255, Zeile 4 v. u. lies:

$$\left(\frac{dt}{dv}\right)_p = \frac{p}{R}, \quad \left(\frac{dt}{dp}\right)_v = \frac{v}{R}$$

Seite 256 Gleichg. (38) lies $\epsilon = 0,034676 m$ statt $0,034675 m$.

„ 260 unter Gleichg. (59) fehlt nach der Zeile

Für $S_n = 118$, $n = 8$ die Zeile

„ $S_r = 87,6$ 8.

„ 262 Gleichung (77) lies den Exponenten von x

mit $\frac{x-1}{x}$ statt $\frac{-1}{x}$.

„ 263 Z. 4 v. u. lies $G_y d U_y + U_y d G_y$ statt $G_y d U_y \times U_y d G_y$.
Gustav Schmidt.

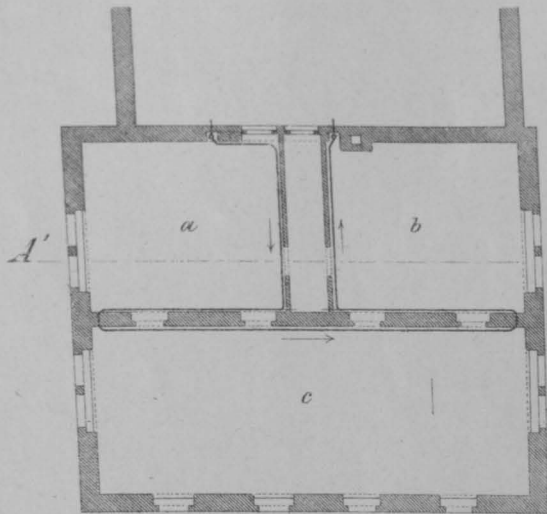
PLAN EINER AUSGEFÜHRTEN WARMWASSERHEIZUNGS-ANLAGE

N^o 24.

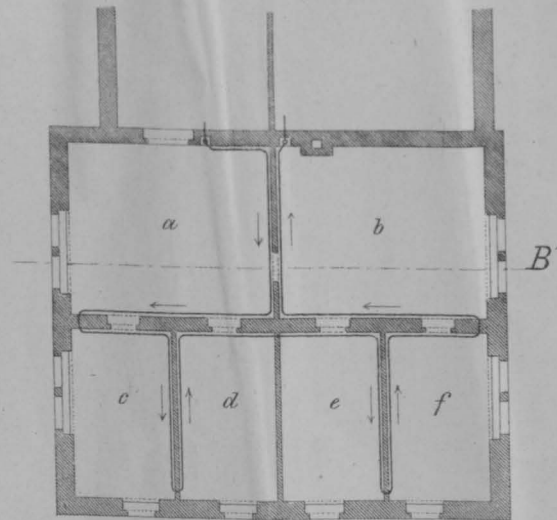
$\frac{1}{144}$ der nat. Größe.

10 5 0 10 20 30 40 50 60 70 80 90 Fuss saechs.

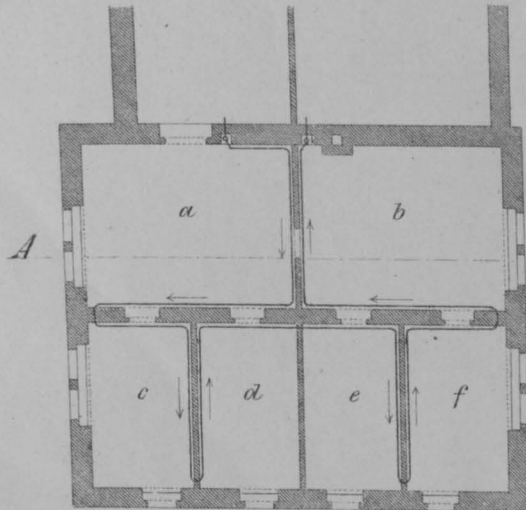
IV. Stockwerk.



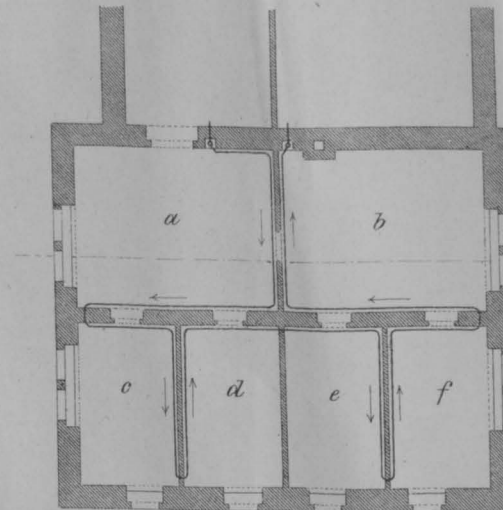
III. Stockwerk.



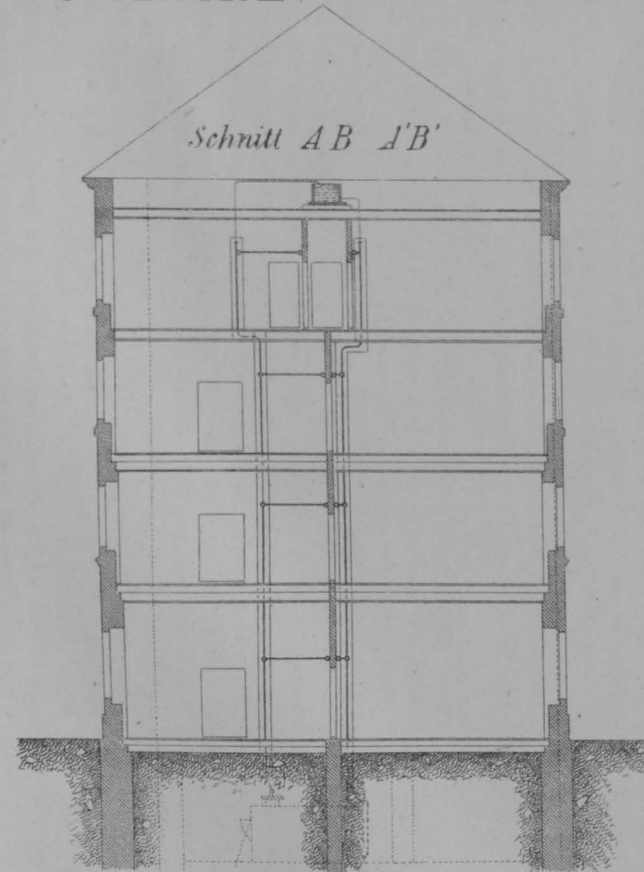
II. Stockwerk.



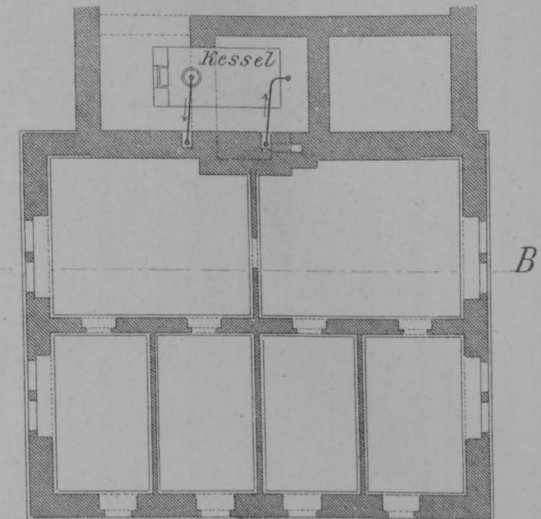
I. Stockwerk.

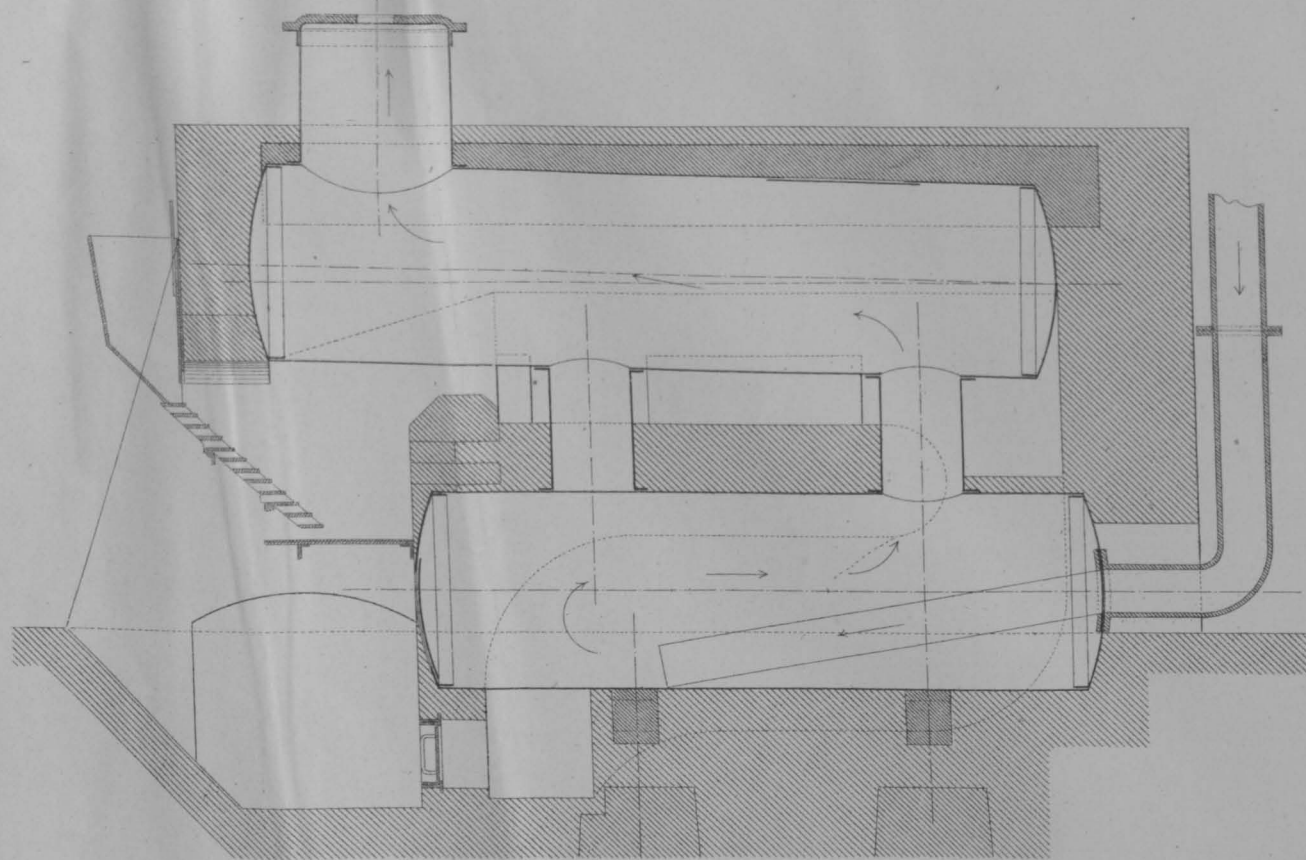
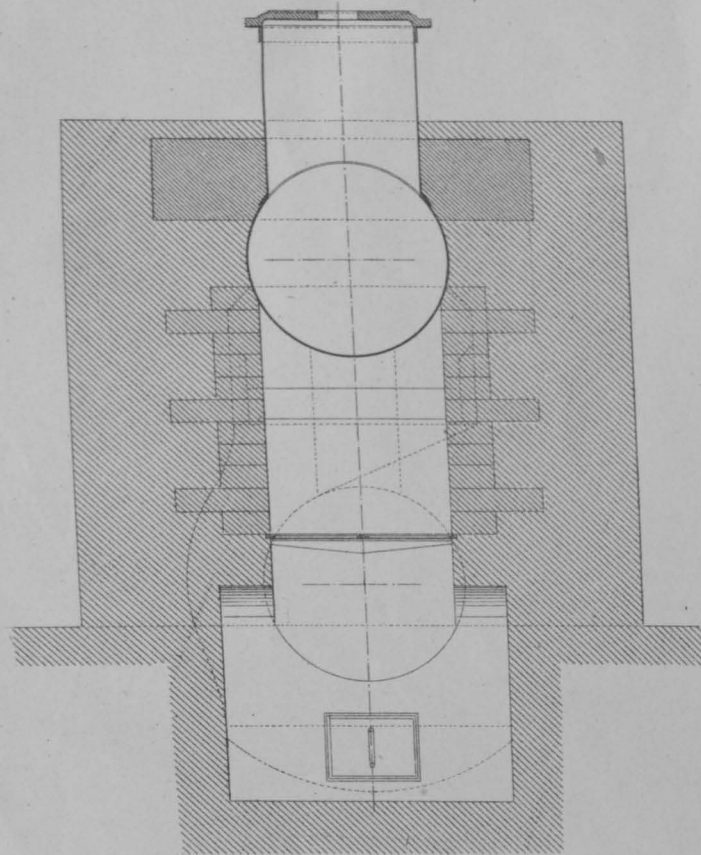


Schnitt AB A'B'

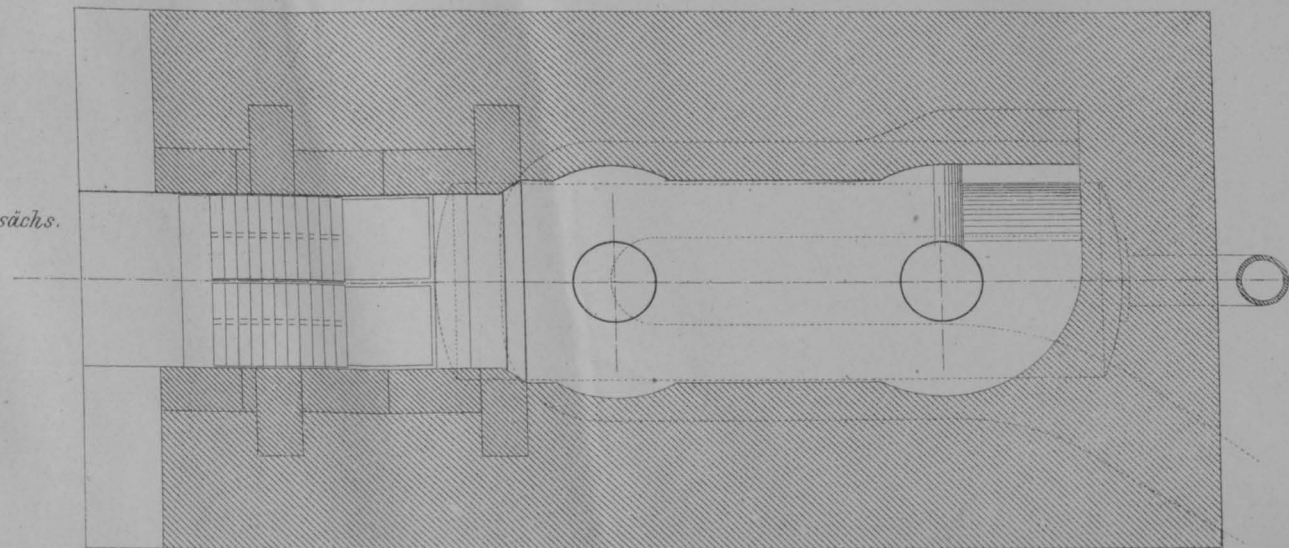


Sousterrain.





$\frac{1}{16}$ der nat. Gr.
 12" 6" 0 1 2 3 4 5 6 Fuss, sächs.

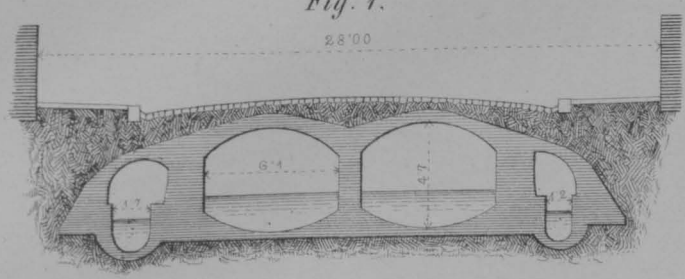


DIE COMMUNAL-BAUTEN DER STADT BRÜSSEL.

Querschnitt des neuen Boulevards mit der Senne-Überwölbung
und den Haupt-Unrathscanälen.

Genehmigtes Project.

Fig. 1.



Ursprüngliche Projecte.

Fig. 2.

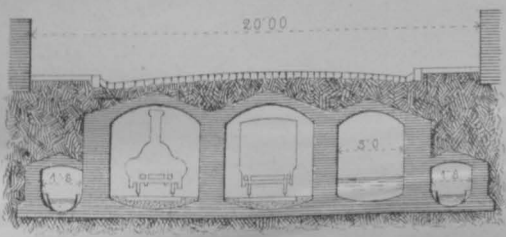


Fig. 3.

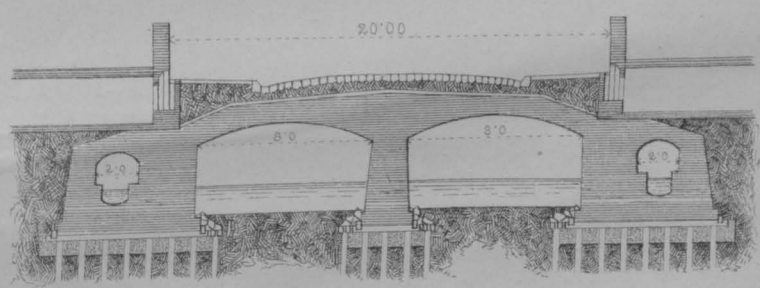


Fig. 4.

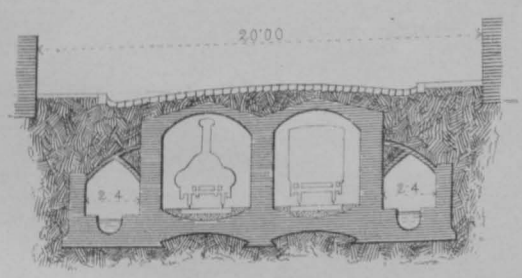
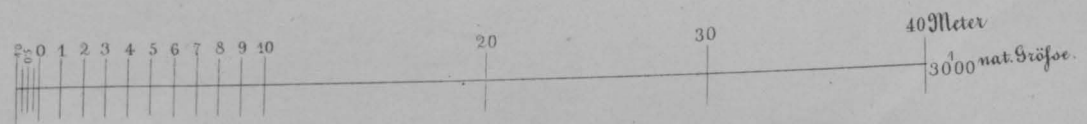
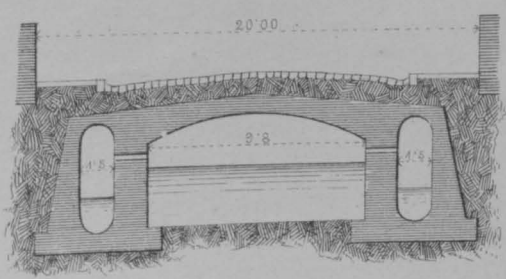
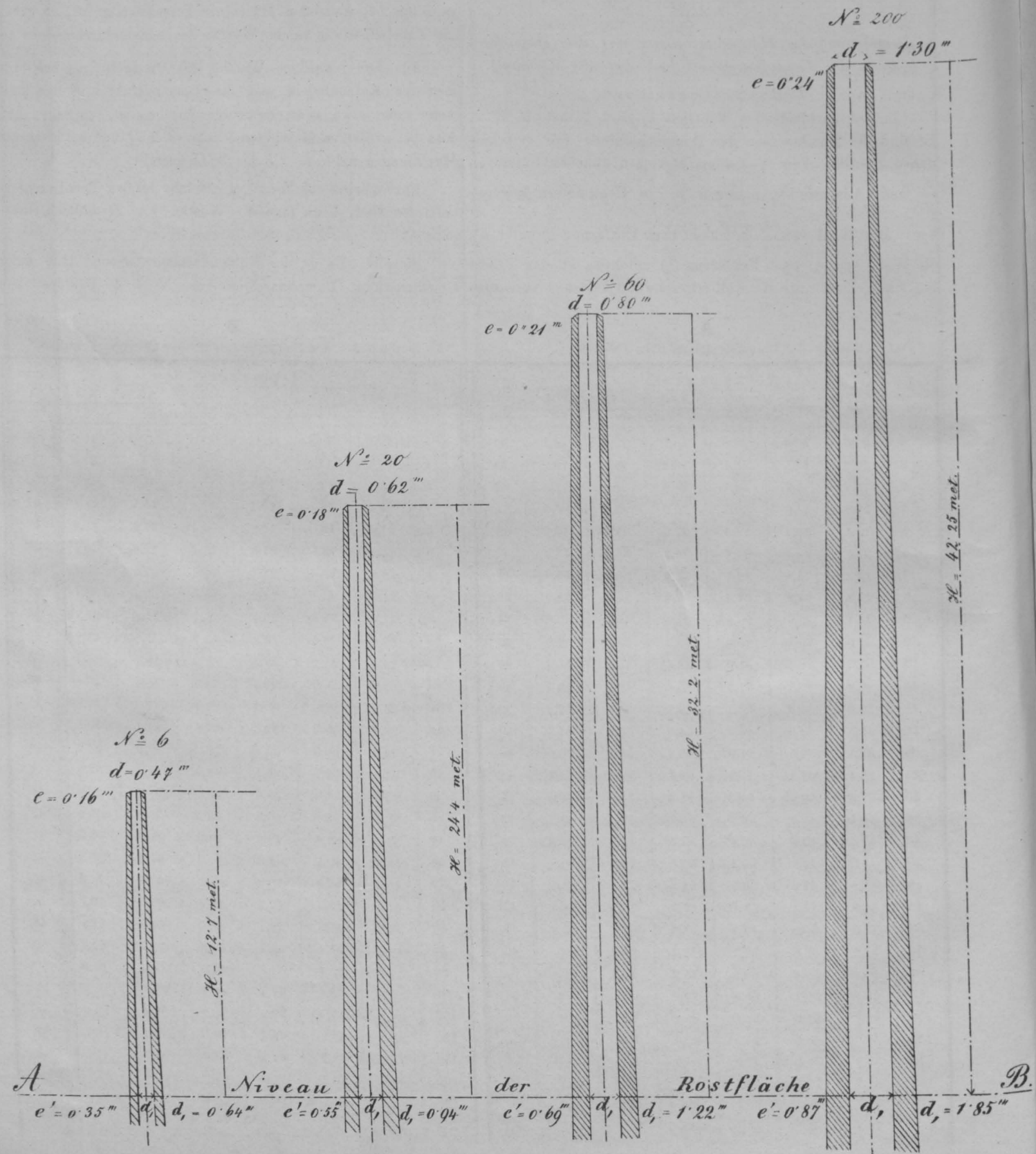


Fig. 5.





$\frac{1}{200}$ der wirklichen Grösse.